



# Statustagung Schifffahrt und Meerestechnik

Tagungsband der Statustagung 2010

Schriftenreihe Projektträger Jülich







# Statustagung Schifffahrt und Meerestechnik

Tagungsband der Statustagung 2010

Schriftenreihe Projektträger Jülich

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek.

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte Bibliografische Daten sind im Internet über <<http://dnb.d-nb.de>> abrufbar.

Für den Inhalt der einzelnen Beiträge tragen die Autoren die Verantwortung.

Alle Vorhaben, zu denen im vorliegenden Band Beiträge veröffentlicht sind, wurden im Programm „Schifffahrt und Meerestechnik für das 21. Jahrhundert“ des Bundesministeriums für Wirtschaft und Technologie gefördert.

#### Herausgeber und Vertrieb

Forschungszentrum Jülich GmbH  
Zentralbibliothek, Verlag  
D-52425 Jülich  
Telefon 02461 61 - 53 68  
Telefax 02461 61 - 61 03  
E-Mail [zb-publikation@fz-juelich.de](mailto:zb-publikation@fz-juelich.de)  
Internet [www.fz-juelich.de/zb](http://www.fz-juelich.de/zb)

#### Satz und Layout

Projekträger Jülich

#### Druck

Grafische Medien  
Forschungszentrum Jülich GmbH

Schriftenreihe Projekträger Jülich

ISBN 978-3-89336-677-4

Vollständig frei verfügbar im Internet auf dem Jülicher Open Access Server (JUWEL)  
unter [www.fz-juelich.de/zb/juwel](http://www.fz-juelich.de/zb/juwel)

Alle Rechte vorbehalten. Kein Teil des Werkes darf in irgendeiner Form (Druck, Fotokopie oder in einem anderen Verfahren) ohne schriftliche Genehmigung des Verlages reproduziert oder unter Verwendung elektronischer Systeme verarbeitet, vervielfältigt oder verbreitet werden.

# Inhaltsverzeichnis

|  |     |
|--|-----|
| <b>ISUP – Integrated Systems for Underwater Production of Hydrocarbons – ein Leuchtturm der Unterwassertechnik</b> . . . . .   | 7   |
| Torsten Kleinen, Aker Wirth GmbH, Erkelenz   Axel Jäschke, Stefan Ladig, Joh. Heinr. Bornemann GmbH, Obernkirchen   Sven Hoog, Hartmut Kupke, Hans Thede, IMPaC Offshore Engineering GmbH, Hamburg   Heinz Wörn, Igor Tchouchenkov, Günther Reimann, Daniel Braun, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe                    |     |
| <b>Maritime Pipe Loading System 20" (MPLS20) – Entwicklung eines innovativen Offshore LNG Transfersystems für raue Umweltbedingungen</b> . . . . .   | 21  |
| Günther Clauss, Daniel Testa, Florian Sprenger, Technische Universität Berlin   Sven Hoog, Roland Huhn und Hartmut Koch, IMPaC Offshore Engineering GmbH, Hamburg   Joern Homann, Brugg Rohrsysteme GmbH, Wunstorf   Christian Frohne, Nexans Deutschland GmbH   |     |
| <b>QualiSHIP – Produktivitätssteigerung durch Qualitätssicherung schiffstechnischer Produktdaten</b> . . . . .   | 36  |
| Christoph Baier, Fr. Lürssen Werft GmbH & Co. KG   Robert Bronsart, Universität Rostock, Center for Marine Information Systems, Rostock  |     |
| <b>BEKAS – Beschichtungsgerechte Kanten im Schiffbau durch thermische Bearbeitungsverfahren</b> . . . . .  | 53  |
| Frank Roland, Matthias Krause, Center of Maritime Technologies e. V.   Matthias Neumann, IMAWIS – Maritime Wirtschafts- und Schiffbauforschung GmbH   Ulf Jasnau, Schweißtechnische Lehr- und Versuchsanstalt Mecklenburg Vorpommern   Mario Anders, Fraunhofer IPA – Anwendungszentrum Rostock   Sascha Buchbach, Fraunhofer IFAM, Bremen |     |
| <b>OFIN – Optimierung und Beurteilung des Oberflächenfinishes im Yachtbau</b> . . . . .  | 71  |
| Heiko Buchholz, Konrad Reiter, Fr. Lürssen Werft GmbH & Co.KG  |     |
| <b>Rechenverfahren zum langsamen Manövrieren aus dem Projekt SLOWMAN</b> . . . . .   | 89  |
| Henning Weede, Hamburgische Schiffbau-Versuchsanstalt GmbH   |     |
| <b>HELSS – Hydroelastizität von Schiffen im Seegang</b> . . . . .  | 105 |
| Jan Oberhagemann, Ould El Moctar   Jan Kaufmann (Germanischer Lloyd)   |     |



|  |     |
|--|-----|
| <b>Entwicklung von HTS-Maschinen für den Schiffbau</b> .....   | 130 |
| Wolfgang Nick, Jörn Grundmann, Siemens AG, Corporate Technology  |     |
| <b>Neue Methoden zur Kurbelraumüberwachung von Großdieselmotoren zur Vermeidung von Kurbelraumexplosionen – Ergebnisse des Projektes RedOMiR</b> .....                     | 143 |
| Dana Meißner, Thomas Radloff Institut für Sicherheitstechnik/<br>Schiffssicherheit e.V.  <br>Rajko Rothe, Gesellschaft für Sicherheitstechnik/Schiffssicherheit Ostsee mbH |     |
| <b>SIPAS – Sicherer Passierabstand von Seeschiffen beim Überholen und Begegnen im begrenzten Fahrwasser</b> .....  | 157 |
| K. Benedict, W.Köpnick (HS Wismar / MSCW, Warnemünde)   B. Friedhoff,<br>A. Gronarz (DST Duisburg)   T. Heyken, C. Bornhorst, F. de Melo Petey<br>(RDE Bremen)             |     |
| <b>Evaluierungsergebnisse des Forschungsprogramms 2005 – 2010 und Ausblick</b> .....   | 173 |
| PD Dr. Oliver Pfirrmann, Prognos AG  |     |

# **ISUP – Integrated Systems for Underwater Production of Hydrocarbons – ein Leuchtturm der Unterwassertechnik**

Torsten Kleinen, Aker Wirth GmbH, Erkelenz; Axel Jäschke, Stefan Ladig, Joh. Heinr. Bornemann GmbH, Obernkirchen; Sven Hoog, Hartmut Kupke, Hans Thede, IMPaC Offshore Engineering GmbH, Hamburg; Heinz Wörn, Igor Tchouchenkov, Günther Reimann, Daniel Braun, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe

## **Zusammenfassung**

Im Rahmen der Initiative „Go Subsea“ der Bundesregierung wurde zwischen 11/2006 und 12/2009 das F+E-Verbundprojekt ISUP (Integrated Systems for Underwater Production of Hydrocarbons) durchgeführt. Partner des durch das BMWi geförderten Projektes waren die Firmen Aker Wirth, Bornemann, IMPaC Offshore Engineering und das IPR am Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Ziel war die Entwicklung von innovativen und zukunftssicheren Komponenten und Teilsystemen für den Aufbau und den Ressourcen schonenden Betrieb von Unterwasserproduktionsanlagen in schwer zugänglichen Seegebieten (große Wassertiefen, große Distanzen zur Küste, Eisbedeckung). Die Aufgaben wurden durch Teilprojekte von den Partnern bearbeitet.

## **Abstract**

From 11/2006 und 12/2009 the companies Aker Wirth, IMPaC Offshore Engineering, Bornemann and the IPR at the Karlsruhe Institute of Technology (KIT) followed the German initiative „Go Subsea“ in participating in the ISUP project (Integrated Systems for Underwater Production of Hydro-carbons) which was partly funded by the German Ministry of Economy and Technology (BMW). Aim of the project was the conception of an innovative underwater production system for hydrocarbons, the so called technology platform, as well as the development of certain new components and subsystems which were focused by dedicated subprojects.

## **Einleitung**

Das Verbundprojekt ISUP hatte das übergeordnete Ziel, eine Technologieplattform für die Entwicklung und Zulieferung von Komponenten und Teilsystemen für Ressourcen schonende Unterwasser-Produktionssysteme (UPS) für Kohlenwasserstoffe zu entwickeln und bereitzustellen. Da es jedoch nicht vorgesehen war eine produktive Gesamtinstallation vorzuweisen, wurden zur Darstellung der ‚Plattform‘ zunächst vier unterschiedliche

Themenkomplexe behandelt:

1. Ein Installations- und Montagerahmen für den Meeresboden, der zusammen mit einer Modularisierung der Produktionsmodule deren Installation, Wartung und evtl. Anpassungen unterstützt (Aker Wirth)
2. Ein multifunktionales Unterwasserarbeitsgerät (Subsea Working Unit-SWU), das bei Aufbau, Betrieb, Erweiterung und dem Rückbau der Produktionsmodule als ferngesteuertes und teilautonomes Spezial-ROV am Meeresboden arbeitet – eine Alternative/Ergänzung der gängigen schwebenden ROV, die von schwimmendem Gerät an der Meeresoberfläche betrieben werden. (Aker Wirth)
3. Die Mehrphasen-Booster-Pumpe zur Druckerhöhung des produzierten Mediums, einen Subsea Antriebsstrang sowie ein neuartiger Mehrphasen-Motor zur Unterwasser Energiegewinnung dienen dem Transport der aus den Bohrungen gewonnenen Öl- und Gasmengen zur Weiterverarbeitungsanlage an der Oberfläche. (Bornemann)
4. Ein innovatives, dezentrales Kontroll- und Automatisierungssystem für die gesamte Produktionsanlage, das offene Schnittstellen und sichere Kommunikation gewährleistet und Funktionen für Ferndiagnose und Fernwartung beinhaltet. (IMPac/KIT)

Die besonderen Merkmale des ISUP Systems sind:

- Einsatz in einer Entfernung zur Landanlage von mindestens 100 km in einer Wassertiefe von mindestens 2 km
- Offenes System für größtmögliche Integrationsfähigkeit
- Modulare Bauweise und freie Konfigurierbarkeit
- Einsatzfähigkeit auch besonders in schwer zugänglichen Gebieten
- Zentrale Leitwarte
- Dezentrale Unterwassersteuerung von Teilsystemen und Komponenten
- Produktion weitestgehend unabhängig von Systemen an der Wasseroberfläche
- ISUP Teilsysteme auch in andere, bestehende Gesamtsysteme integrierbar

- Höchste Wirtschaftlichkeit bei Installation, Wartung, Betrieb und Rückbau des Systems
- Höchste Ansprüche in Bezug auf Zuverlässigkeit, Verfügbarkeit, Wartungsfreiheit, Lebensdauer und Umweltverträglichkeit (HSE)

## **Motivation**

Analysen der strategischen Ziele von Offshore tätigen Öl- und Gasindustrieunternehmen zeigen deutlich den Trend in die Tiefsee bzw. in so genannte schwer zugängliche Seegebiete. Bohrungen werden mittlerweile in Wassertiefen über 2500 m in mehr als 5000 m tiefe Reservoirs abgeteuft. Diese Gebiete liegen oft weit außerhalb der Schelfgebiete, weshalb Distanzen zur Landanlage von mehr als 100 km resultieren können. In den dort häufig vorliegenden Umweltbedingungen kann nicht mehr mit den bekannten, auf dem Seeboden stehenden oder verankerten schwimmenden Plattformen gearbeitet werden, weshalb sich hier verstärkt der Einsatz reiner Unterwasser-Produktionsanlagen durchsetzt. Nicht für alle hoffigen Fördergebiete existieren heute jedoch geeignete Produktionssysteme bzw. Komponenten, die mit der geforderten sehr hohen Verfügbarkeit Subsea einsetzbar sind. Auch wenn bereits fieberhaft an derartigen Systemen gearbeitet wird, zeichnen sich die bekannten Lösungen sehr oft durch proprietäre Techniken und nicht öffentlich zugängliche Schnittstellen aus. Obwohl der Marktzugang somit Drittanbietern erheblich erschwert wird, bestehen große Chancen, durch zielgerichtete Forschung und Entwicklung sowie strategische Allianzen noch fehlende Systeme und Komponenten am Markt platzieren zu können. Hier sehen die Projektpartner die Kernmotivation des ISUP Verbundprojektes, das die technologische Grundlage für die Entwicklung neuartiger Verfahren und Techniken für die effiziente, Umwelt und Ressourcen schonende Arbeit und Produktion am Seeboden auch in Deutschland darstellen soll. Aufgrund der ISUP Spezifikation, die besonders auf offene, standardisierte Schnittstellen setzt, wird die Möglichkeit für Drittanbieter eröffnet, deren an Land etablierte Technik nach Qualifikation über ISUP in den prosperierenden Subsea Markt einzuführen.

## **Das ‚IMPac-dCAS‘ Kontroll- und Automatisierungssystem**

Das Prozessleit- und Automationssystem IMPac-dCAS (distributed Control and Automation System) dient dazu, die Teilsysteme von ISUP, also die Multiphasenpumpe von Bornemann und das Arbeitsgerät von Aker Wirth, und auch etwaige zukünftige Systemkomponenten zu einem Gesamtsystem mit z. T. neuartigen und/oder erweiterten Eigenschaften gegenüber bestehenden UPS zu integrieren. Darüber hinaus sollen auch heute bereits existierende UW Module der Öl- und Gasindustrie mithilfe des IMPac-dCAS effizient und



sicher gesteuert werden können. Hierzu gehören Bohrlochkomplettierungen (Xmas Trees), Manifolds, fernüberwachte bzw. ferngesteuerte Aggregate wie Pumpen, Kompressoren, Separatoren mit ihren Ventilen, Aktoren und Sensoren sowie AUV (Autonomous Underwater Vehicle) und ROV (Remotely Operated Vehicle).

## Klassifizierung

Das im Rahmen von ISUP entwickelte Prozessleit- und Automatisierungssystem kann in die Klasse der „multiplexed electro-hydraulic“ oder „all electric“ Systeme eingestuft werden (siehe die Normen ISO 13628-1 und -6). Systeme dieser Art können aufgrund der elektrischen Signalübertragung nahezu in Echtzeit auf Steuerbefehle reagieren und sind daher besonders geeignet für den Einsatz bei großen step out Distanzen zwischen Leitwarte und Produktionsstandort. Das IMPaC-dCAS besteht grundsätzlich aus den dezentralen, ‚intelligent‘ operierenden UW Einheiten (Subsea Electronic Modules – SEM) sowie der Leitwarte (Master Control Station – MCS) mit der webbasierten SCADA (Supervisory Control and Data Acquisition) (Abbildung 1).



*Abbildung 1: Installation eines Subsea Moduls des IMPaC-dCAS am UW Arbeitsgerät (SWU) und Blick in die Leitwarte mit webbasierter SCADA*

## Sicherheit und Zuverlässigkeit

Die Sicherheit und Zuverlässigkeit eines Produktionssystems ist eines der wichtigsten Kriterien für den wirtschaftlichen Betrieb der Anlage. Dies gilt umso mehr, wenn der Einsatzort schwer zugänglich Offshore bzw. in der Tiefsee liegt. Im IMPaC-dCAS wurde in Zusammenarbeit mit dem IPR bereits während des Systementwurfes eine Analyse der notwendigen Redundanzen der einzelnen Module und der Netzwerkstruktur vorgenommen, wodurch die Entwicklung der Komponenten und der Systemstruktur zuverlässigkeitsoptimiert erfolgen konnte. Die prozessrelevanten Kontrollmodule und Funktionen

werden beispielsweise stets redundant ausgelegt und von einem zusätzlichen Safety-Controller überwacht, der den reibungslosen Betrieb der Anlage sicherstellt und auf Störungen fallabhängig selbsttätig reagiert und, wenn möglich, bereits am Installationsort am UW-Modul Gegenmaßnahmen einleitet. Die Entwicklung erfolgte dabei über das bekannte HAZOP Risikomanagement hinaus sowohl auf qualitativer als auch auf quantitativer Ebene.

### **Modellbasiertes Diagnosesystem**

Um die Zuverlässigkeit der Anlage und deren Teilsysteme während des Betriebes sicherzustellen, entwickelte das IPR eine innovative Lösung für eine modellbasierte (Fern-) Diagnose des Produktionssystems. Dabei wird das Verhalten der Komponenten in modularen, hierarchischen, dreischichtigen Modellen auf physikalischer, logischer und netzwerktechnischer Ebene simuliert und die realen Produktionsdaten mit diesen Modellen verglichen. Bei Abweichungen zwischen dem simulierten Modell und dem realen System erfolgt durch das Diagnosesystem eine genauere Analyse des Zustandes des UPS. Aufgrund der hierarchischen Struktur des Systems kann eine Fehlerlokalisierung über die einzelnen Ebenen bis zur Einzelkomponente erfolgen. Durch sicheren entfernten Zugriff auf die Serverdaten über ein neu entwickelte Tunnelsoftware kann die Diagnose sowohl lokal in der Leitwarte als auch von entfernten Arbeitsplätzen z. B. in einem Expertenzentrum erfolgen. Zudem bietet das Diagnosesystem die Möglichkeit, mithilfe statistischer auf Einsatzparametern basierende Analysen Voraussagen über die Verfügbarkeit der Komponenten zu treffen. So können z. B. die Auswirkungen bevorstehender Komponentenausfälle durch außerplanmäßige, vorfristige Wartungseinsätze minimiert werden.

### **Visualisierung / HMI**

Als Teil der Prozessleitung und Automatisierung umfasst das IMPaC-dCAS auch typische Aufgaben traditioneller 'Supervisory Control and Data Acquisition' (SCADA) Systeme. Durch die offene Architektur des Gesamtsystems ist es dabei möglich, weitere Datenquellen mit minimalem Aufwand zu dem System hinzuzufügen. Über einen Server basierten Datenaustausch werden die Prozessinformationen als OPC-Variablen (OPC = Openness, Productivity and Control) an die SCADA Software weitergegeben und dort aufbereitet. Im IMPaC-dCAS wurde die Mensch-Maschine-Schnittstelle (HMI = Human-Machine Interface) in Form einer webbasierten Client-Server Lösung realisiert. Diese bietet über verschiedene Module für die jeweiligen Anwendergruppen spezifisch zugeschnittene Sichten auf das System; z. B. für Operator, Supervisor und Manager. Die Visualisierung erfolgt dabei in einem Webbrowser, wobei durch spezielle Plug-Ins die bekannten und erprobten Elemente einer Webseite angereichert werden, um den Bedienkomfort und die Darstellungsmöglichkeiten zu maximieren.

## **Datenarchivierung**

Auf technischer Ebene werden durch die SCADA Software die Funktionalitäten der Steuerung und der Kontrolle abgedeckt. Für die Analyse und die langfristige Sicherung der Verlaufsdaten werden diese zusätzlich in Datenbanken archiviert und durch eine permanente Datenspiegelung gesichert. Diese Daten können anschließend für eine Betrachtung des langfristigen Systemverhaltens im Zeitraffer dargestellt werden. Auf diese Weise können sowohl schleichende Veränderungen als auch längerfristige Effekte sichtbar gemacht werden, so dass entsprechend angemessen reagiert werden kann.

## **Live-Video-Overlay mit Prozessdaten**

Im Rahmen von ISUP werden Unterwasser-Kameras eingesetzt um Installation, Betrieb und Wartung der UPS Demonstrationsmodule von der entfernten Leitwarte oder aus einem externen Expertenzentrum aus zu überwachen. Vom IPR wurde hierfür eine Software erstellt, welche die Einblendung von Prozessdaten direkt in den Videostream und dadurch eine direkte Verknüpfung der Videobilder mit beliebigen zugehörigen Sensorinformationen ermöglicht. Dies vereinfacht nicht nur die direkte Überwachung der aktuellen Vorgänge, sondern erlaubt auch die eindeutig zugeordnete Speicherung der Videos und der Daten auf dem Videosever, um so für aussagekräftige Dokumentationen und Analysen bereitzustehen.

## **Netzwerktechnologie**

Die UW Module des IMPaC-dCAS sind untereinander mit einem redundanten, ringgekoppelten LAN (Local Area Network) vernetzt, wodurch ein Höchstmaß an Verfügbarkeit bei gleichzeitiger Erweiterbarkeit der Kommunikationsinfrastruktur erzielt wird. Dieses Unterwasser-LAN ist wiederum über redundante Glasfaserleitungen (in sog. Umbilicals) an die entfernte Leitwarte angeschlossen. Dadurch ist der Zugriff auf die einzelnen Module unter Wasser aus netzwerktechnischer Sicht sichergestellt.

## **Remote Control**

Für die Fernsteuerung und Ferndiagnose der Systeme wurde im ISUP Projekt die VPN (Virtual Private Network) Technologie eingesetzt. Dadurch ist es möglich, über gesicherte „Tunnel“ Verbindungen von beliebigen weltweiten Orten über das Internet bis in die Leitwarte herzustellen. Durch diese Tunnel können somit beispielsweise verschiedene Standorte der Betreiberfirma des Produktionssystems über die Leitwarte an das UPS angekoppelt werden, um so eine direkte Einsicht in aktuelle Produktionsdaten zu erhalten. Es ist auch eine Ad-Hoc Einwahl möglich, z. B. falls der aktuelle Status des Systems von

einem Laptop eines entfernt eingesetzten Servicetechnikers aus abgefragt werden soll. Die Sicherheit der Kommunikationsverbindung wird dabei durch den Einsatz modernster Verschlüsselungstechnologien erreicht, die nach dem Stand der Technik abhör- und störungssicher sind.

## **Modularität**

Zahlreiche Eigenschaften eines Kontrollsystems sind direkt an dessen Struktur bzw. an dessen Aufbau gebunden. Beim IMPaC-dCAS wurde auf einen dezentralen Aufbau des Gesamtsystems mit modularer Bauweise jedes einzelnen Moduls Wert gelegt, was die Lagerhaltung und den Austausch schadhafter Module stark erleichtert, ohne dafür die komplette Anlage außer Betrieb nehmen zu müssen. Dies wirkt sich auf die Sicherheit der Anlage als auch auf die Kosten für deren Wartung und Reparatur aus, auch wenn hier der Einsatz des Installationsschiffes alle Kosten weit dominiert. Modular und vor allem dezentral können auch die einzelnen I/O Bausteine in das UW LAN eingebunden werden, da in der vorliegenden Hardwarekonfiguration so genannte Buskoppler zu deren Netzzugang eingesetzt werden. Zusammen mit den weitestgehend standardisierten Schnittstellen bei Hard- und Software ergibt sich hierüber eine Offenheit für die Einbindung von „Fremdsystemen“ auch anderer Hersteller bzw. die Integrationsmöglichkeit in bestehende Anlagen, wie es sie bisher nur bei wenigen vergleichbaren UPS gibt.

## **Zusammenfassung zum IMPaC-dCAS-Teilprojekt**

Das Verbundprojekt ISUP soll mit seinem Systemansatz die Schaffung eines breit angelegten Zulieferermarktes für die UW Technik für die Öl- und Gasindustrie initiieren. Beispielhaft wurden unterschiedlichste Problemfelder durch neueste hochspezialisierte Technologien bearbeitet und durch das Prozesskontroll- und Automatisierungssystem IMPaC-dCAS verknüpft. Durch dessen dezentrale Struktur und die breitbandige, Ethernet basierte Kommunikation und die Fernüberwachungsfunktion wird dabei der sichere Zugriff durch zentral organisierte Expertenteams auf die weltweit verteilten und z. T. schwer zugänglichen Assets praktisch in Echtzeit ermöglicht.

## **Das MBS-Projekt – Multiphase Boosting System**

Bei Unterwasser-Multiphasenpumpensystemen liegen die größten Herausforderungen in der Zuverlässigkeit (mind. 5 Jahre wartungsfreier Betrieb) und bei großen Entfernungen zur Oberflächenanbindung in der bedarfsgerechten Bereitstellung elektrischer Energie für den Antrieb sowie die Drehzahlregelung der Pumpe.



## **Energiebereitstellung und Drehzahlregelung**

Im Rahmen des MBS-Forschungsprojektes wurde an Hand von Simulationen das elektrische Antriebssystem einer Unterwasserpumpe, bestehend aus einem Frequenzumrichter an der Oberfläche, einem Unterwasserenergiekabel und einem Asynchronmotor untersucht. Mit zunehmender Länge des Energiekabels treten stärker werdende Effekte auf, die die bedarfsgerechte Versorgung des Elektromotors erschweren und die Stabilität des Systems gefährden:

- Hohe elektrische Verluste sind abhängig von Kabellänge und Übertragungsfrequenz
- Hochfrequente Spannungssignale wie die Pulse eines Frequenzumrichters können Wanderwellen im Kabel verursachen, deren Überlagerung zu gefährlichen Überspannungen in Kabel und Motor führen kann
- Die Reaktionszeit auf dynamische Laständerungen wie sie durch Prozessschwankungen an der Pumpe hervorgerufen werden können wird mit zunehmender Kabellänge immer größer. Bei Lasteinbruch kann es zu Überspannungen in der Motorwicklung kommen, ein schneller Lastanstieg dagegen kann zum Einbrechen der Motordrehzahl oder, beim Überschreiten des Kipppunktes, zum Stillstand des Motors führen. Ein weiterer dynamischer Vorgang ist das Anfahren des Motors, welches mit zunehmender Kabellänge und eventueller gleichzeitiger Lastaufnahme durch die Pumpe immer schwieriger wird.

Um diesen Herausforderungen zu begegnen, wurden im MBS-Projekt mögliche Lösungsansätze in unterschiedlicher Detaillierung untersucht. Die Ergebnisse werden im Folgenden kurz dargestellt.

## **Verbesserte Ansteuerung und Regelung**

Ein Frequenzumrichter mit variabler Ausgangsspannung in Kombination mit einem speziellen Regler ermöglicht eine intelligente Ansteuerung des Frequenzumrichters, die das Verhalten des Kabels durch eine angepasste Einspeisung ausgleicht. Eine nachgeschaltete elektrische Filterung unterdrückt zudem die Bildung von Wanderwellen. Voraussetzung für die Funktion dieses Regelkonzeptes ist neben der Kenntnis des Leitungsverhaltens vor allem die Bereitstellung von Messdaten in ausreichender Qualität und Geschwindigkeit. Es müssen also am Unterwassersystem sowohl elektrische Größen, als auch Daten über den mehrphasigen Förderprozess gemessen werden. An Hand der Prozessdaten erfolgt einerseits die Regelung der Pumpendrehzahl, andererseits sind die Prozessdaten maßgeblich

für die Belastung des Systems und ermöglichen dadurch eine schnelle vorausschauende Steuerung des Pumpensystems, welche die langen Reaktionszeiten des Energiekabels kompensieren kann.

### **Hydraulische Drehzahlregelung**

Als Alternative zur elektrischen Drehzahlregelung wurde im Forschungsprojekt auch die hydraulische Drehzahlregelung untersucht. Dabei werden Elektromotor und Pumpe mit einem Drehmomentwandler gekoppelt. Die Motorwelle ist mit dem Pumpenlaufrad des Drehmomentwandlers verbunden, welches über einen Ölkreislauf eine Turbine antreibt, die mit der Antriebswelle der Multiphasenpumpe verbunden ist. Zur Drehzahlregelung sind im Ölkreislauf verstellbare Leitschaufeln installiert, deren Öffnen und Schließen die Energiezufuhr zur Turbine bestimmt. Dies ermöglicht den Wegfall des Frequenzumrichters und somit eine Vereinfachung des elektrischen Systems. Durch Verwendung eines zweipoligen Motors kann die Drehstromübertragungsfrequenz minimiert werden, was sich ebenfalls positiv auf die Verluste auswirkt. Weitere Vorteile ergeben sich aus dem Betriebsverhalten des Wandlers und seiner weichen Kennlinie. Die Entkopplung von Motor und Pumpe bei geschlossenen Leitschaufeln ermöglicht ein lastfreies Hochlaufen des Elektroantriebs, was auch die Anforderungen an das elektrische System reduziert. Während des Betriebs wirkt die hydrodynamische Verbindung im Wandler als dämpfendes Glied zwischen Pumpe und Motor, sodass die Auswirkungen von Prozessschwankungen auf den Motor abgemildert und somit das gesamte elektrische System stabilisiert wird.

### **Lokale Energieerzeugung – Multiphase Twinscrew Motor**

Eine Möglichkeit zur Umgehung von langen, verlustbehafteten Versorgungstrecken ist die Gewinnung von Energie vor Ort auf dem Meeresboden. Für diese Aufgabe wurde im Rahmen des Forschungsprojektes der Multiphase Twinscrew Motor (MTM) entwickelt. Er arbeitet nach demselben Prinzip wie normale Schraubenspindelpumpen mit dem Unterschied, dass die Rotoren durch das Multiphasenmedium angetrieben werden und somit durch den resultierenden Druckabfall eine Umwandlung von hydraulischer in mechanische Energie stattfindet. Diese Energie kann entweder direkt als mechanischer Antrieb oder mit Hilfe eines Generators zur Stromerzeugung genutzt werden. Die Funktion des MTM konnte durch theoretische Untersuchungen und Prüfstandsläufe mit konventionellen Pumpen bestätigt werden, sodass im nächsten Schritt ein auf die neue Aufgabe zugeschnittenes Design entwickelt wurde um ein echtes Forschungsmodell zu bauen. Einsatzgebiet für den MTM sind druckstarke Bohrungen, an denen bisher die reichlich vorhandene hydraulische Energie durch abdrosseln dissipiert wurde. Nach Einbau eines MTM hinter der Drossel könnte diese weiter geöffnet werden und

der überschüssige Druck könnte zur Stromerzeugung genutzt werden. Gleichzeitig ermöglicht der MTM im Vergleich zur Drossel eine feinere und kontinuierliche Regelung des Druckes in der nachfolgenden Rohrleitung.

### **MBS-Demonstrator**

Um die Systemfähigkeit der von den Verbundpartnern entwickelten Komponenten sicherzustellen, wurde in enger Zusammenarbeit ein gemeinsamer Systemdemonstrator gebaut. Der Bornemann-Anteil besteht aus einem Unterwasserpumpensystem, welches über ein integriertes, von IMPaC entwickeltes, Unterwasser Steuerungs- und Kommunikationsmodul über das Internet aus Obernkirchen in die gemeinsame Leitwarte im Hamburger Hafen eingebunden wurde. Der Antriebsstrang der Unterwasserpumpe besteht aus der Schraubenspindelpumpe, einem voll integrierten Drehmomentwandler, einem flüssigkeitsgefüllten Elektromotor sowie einer Ölumwälzpumpe. Die Pumpeneinheit ist vertikal in einem Grundrahmen aufgestellt und über nass steckbare Konnektoren mit der Steuerungseinheit verbunden. Der Testbetrieb findet in einem hierfür beschafften Wassertank statt (Abbildung 2).



*Abbildung 2: MBS-Demonstrator und Testtank*

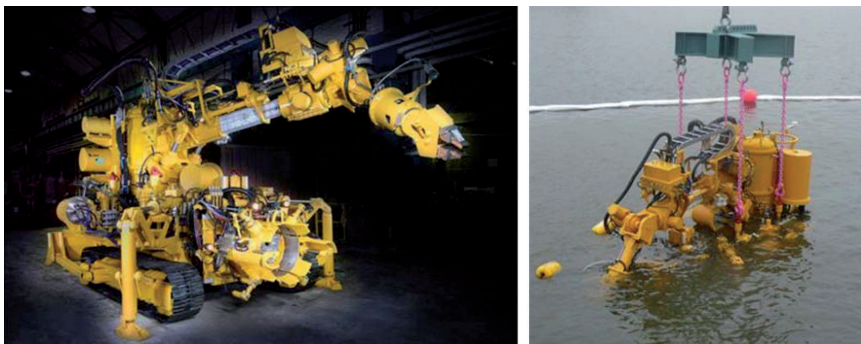
### **Zusammenfassung und Ausblick zum MBS-Teilprojekt**

Das Forschungsprojekt stellt für Bornemann einen wesentlichen Schritt in der Entwicklung von Unterwasser-Pumpensystemen dar. Neben den technischen Neuentwicklungen wurden auch wertvolle Beziehungen zu neuen Forschungspartnern, Lieferanten und Kunden geknüpft, so dass die Grundlage für eine Vermarktung geschaffen ist. Gleichzeitig stellt das MBS-Projekt mit seinem Schwerpunkt „Energie“ auch einen Ausgangspunkt für zukünftige F+E-Aktivitäten dar. Mögliche Anschlussthemen sind die Ermittlung und Übertragung von Prozessdaten über die mehrphasige Strömung des Prozessmediums, die Vernetzung und Steuerung von Energieverbrauchern und

-erzeugern unter Wasser, sowie die Systementwicklung zum MTM um das entwickelte Konzept auch für den Unterwassereinsatz zu ertüchtigen.

### **Subsea Work – Multifunktionales Meeresboden Arbeitsgerät, Unterwasser-Intervention weit jenseits bisher vorhandener Möglichkeiten und modulare, gestaltungsflexible Meeresboden Installationsplattform**

Ein steigender Trend in der Offshore Industrie ist in immer größer werdenden Tiefen Öl und Gas zu gewinnen. Darüber hinaus wird immer mehr nach den Möglichkeiten der großwirtschaftlichen Förderung von mineralischen Rohstoffen und Gashydrathen sowie der Einlagerung von CO<sub>2</sub> gesucht. Ebenfalls immer stärker wird der Markt der Offshore Windparks. In all den zuvor genannten Gebieten ist zur schnelleren, einfacheren Installation und zur geringeren Bindung von Schiffskapazitäten, sprich hohen Tagesraten, der Einsatz von multifunktionalen und flexibel einsetzbaren Werkzeugen notwendig. Da bisherige schwimmende Systeme den Nachteil haben, nur relativ geringe Kräfte in Strukturen am Meeresboden einbringen zu können, lag es auf der Hand ein bodengebundenes, starkes Werkzeug zu erschaffen, die "Subsea Working Unit (SWU)".



*Abbildung 3: SWU – Subsea Working Unit; bei Demonstrator Nasstests*

### **Subsea Working Unit – SWU**

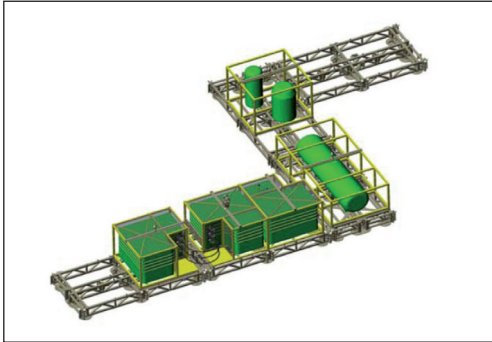
- 5-achsiger und zweifach teleskopierbarer Manipulator zum Führen und Heben von großen Lasten, Montagearbeiten, Kabelverlegung und Schließen von Steckverbindungen, Reparaturarbeiten.
- Unterwasser-Multikupplung für jegliche Wechselwerkzeuge die mit Strom, Hydraulik, Netzwerk versorgt werden müssen, z. B. Vibrationsbohrer für Ankerlöcher, Schlitzfräsen zur Kabelverlegung, Horizontalfräsen zur Trassenbildung usw. Hier sind individuelle Kundenwerkzeuge möglich, die in Unterwasser-Magazinen bereitgestellt werden (Abbildung 3).



- Planierschild zum automatischen Einebnen des Meeresbodens sowie zur allgemeinen Vorbereitung von Installationsorten.
- Raupenfahrwerk, angepasst auf den jeweiligen Untergrund um hohe Kräfte aufzubringen für die Bodenbearbeitung und Manipulatornutzung.
- Zentraler Steuerstand, auf dem Arbeitsschiff oder an Land stehend, im 20' Container mit 3D-Visualisierung der Arbeitsumgebung/SWU in Echtzeit, SCADA-Software, Navigations- und Sicherheitssoftware zur Kollisionsvermeidung und automatischer ESD, Steuersessel mit Joysticks und Masterarm.
- Die SWU kann alleine mit einem Versorgungsschiff verwendet werden oder direkt im vorhandenen Subsea Netzwerk der Unterwasser Aufbereitungsanlage z. B. bei eisbedeckten Gebieten.
- Das gesamte System wird via Umbilical mit Elektrik und Netzwerk versorgt. Die Leistungsversorgung der installierten Komponenten ist elektrohydraulisch und mehrfach redundant ausgelegt. Das gesamte Hydraulik- und Elektrosystem ist Druckkompensiert.
- Das Gesamtsystem ist im Zuge der Demonstrator-Tests im ISUP Verbund erfolgreich unter Wasser getestet worden. (Abbildung 3, rechts).

### **Modulare, gestaltungsflexible Meeresboden Installationsplattform**

Um den hohen Anforderungen an die Betriebssicherheit, Installations- und Reparaturmöglichkeiten sowie dem Rückbau in der Tiefsee gerecht zu werden, wurde auf eine kleinteilige, modulare und flexibel anzuordnende Installation gesetzt (Abbildung 4). Dabei haben die Module Fuß-Abmessungen von ca. 12 x 6 m bei einem maximalen Gewicht von 100 t. Diese Module werden beim Herablassen mit Hilfe der SWU automatisch angenommen, geführt und platziert. Die Module werden dabei automatisch verriegelt und können bei Reparatur oder Rückbau mit Hilfe der SWU entriegelt werden. Es kann von Seiten der Kranschiffe auch gesagt werden, dass für Wassertiefen bis zu 4.000 m z. Zt. keinerlei Möglichkeiten vorhanden sind komplette Produktionssysteme von mehreren tausend Tonnen Gewicht herabzulassen. Daher wird der modulare, kleinteilige Ansatz auch von Energiefirmen als eine gangbare Lösung angesehen.



*Abbildung 4: Meeresboden Installationsrahmen mit Prozess-Komponenten*

### **Zusammenfassung und Ausblick zum Subsea Work Teilprojekt**

Im Teilprojekt Subsea Work wurde ein vollständig funktionsfähiger Demonstrator gebaut, dessen generelles Design für Tiefen bis zu 4.000 m ausgelegt ist. Einsetzbar bei den Tests war der Demonstrator bis 200 m. Über das ISUP Projekt hinaus bestehen aber eine Reihe von Weiterentwicklungsmöglichkeiten um das System weiter auf die Marktbedürfnisse anzupassen.

### **Danksagung**

Die vier ISUP Teilprojekte der Firmen Bornemann, IMPaC und Aker Wirth sowie des Instituts KIT/IPR wurden durch das Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie (BMWi) gefördert, und durch den Projektträger Jülich (PTJ) administrativ betreut, wofür sich die Projektteilnehmer sehr herzlich bedanken. Auch bei den zahlreichen beteiligten Kollegen der Projektpartner möchten sich die Autoren herzlich für die Mitarbeit an dem Projekt bedanken.

## **Korrespondenzadressen**

Aker Wirth GmbH, Kölner Strasse 71 – 73, D-41812 Erkelenz,  
Tel. +49 (0) 2431 83-0, Dipl. Ing.-IWE Torsten Kleinen  
(torsten.kleinen@akersolutions.com)

Joh. Heinr. Bornemann GmbH, Industriestr. 2, D-31683 Obernkirchen,  
Tel. +49 (0) 5724 390-0, Axel Jäschke (axel.jaeschke@bornemann.com),  
Stefan Ladig (stefan.ladig@bornemann.com)

IMPac Offshore Engineering GmbH, Hohe Bleichen 5, D-20354 Hamburg,  
Tel. +49 (0) 40 355440-0; Dr.-Ing. Sven Hoog (hoog@impac.de),  
Hartmut Kupke (kupke@impac.de)

Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Institut für Prozessrechen-  
technik, Automation und Robotik (IPR), Engler-Bunte-Ring 8, D-76131  
Karlsruhe, Tel. +49 (0) 721 608-7131, Prof. Dr.-Ing. Heinz Wörn  
(heinz.woern@kit.edu),  
Dr.-Ing. Igor Tchouchenkov (igor.tchouchenkov@kit.edu)

# **Maritime Pipe Loading System 20“ (MPLS20) – Entwicklung eines innovativen Offshore LNG Transfersystems für raue Umweltbedingungen**

Christian Frohne, Nexans Deutschland GmbH; Sven Hoog, Roland Huhn und Hartmut Koch, IMPaC Offshore Engineering GmbH, Hamburg; Joern Homann, Brugg Rohrsysteme GmbH, Wunstorf; Günther Clauss, Daniel Testa, Florian Sprenger, Technische Universität Berlin

## **Zusammenfassung**

Im Rahmen des Verbundprojektes MPLS20 entwickeln die Projektpartner TU Berlin, IMPaC Offshore Engineering, Nexans und Brugg ein LNG Transfer-system für den Einsatz auch in rauen Umweltbedingungen. Basierend auf den von Nexans und Brugg entwickelten flexiblen, vakuumisolierten Transferleitungen hat IMPaC ein innovatives Mooring- und Verladesystem entwickelt, das die relativen Schiffsbewegungen 2.Ordnung durch kurze Mooring-Längen gut kontrollieren kann. Dies ermöglicht erstmalig ein Verladesystem, das in rauen Seebedingungen mit signifikanter Wellenhöhe von bis zu 5,5 m und korrespondierenden Wind- und Strömungsverhältnissen mit konstant über Wasser geführten Transferleitungen die geforderte Verladeleistung von bis zu 5000 m<sup>3</sup>/h erreicht. Numerische Analysen und validierende Modellversuche an der TU Berlin haben bestätigt, dass das System auch unter Berücksichtigung der Rückwirkung teilgefüllter LNG Tanks (sloshing) auf die Tankerbewegungen sicher und stabil einsetzbar ist.

Aufgrund der Bereitschaft des Germanischen Lloyds, das Projekt durch eine Risikoanalyse (FMEA) zu begleiten, wird es möglich sein, nicht nur die Tauglichkeit der Transferleitung selbst in repräsentativen Tests nachzuweisen, sondern auch die prinzipielle Eignung des Gesamtsystems durch die Zertifizierungsgesellschaft zu bescheinigen.

## **Abstract**

MPLS20, Maritime Pipe Loading System 20“, is a joint research project with partners from the Technical University of Berlin (TUB), IMPaC Off-shore Engineering, Nexans and Brugg. Aim of the project is the development of a ship-to-ship LNG transfer system for application in harsh environmental conditions. Based on the Nexans/Brugg vacuum insulated, flexible pipe system IMPaC has developed an innovative mooring and handling system. This system is capable to work in significant wave heights up to 5,5 m combined with severe wind and current loads. Because of its short mooring distance the relative motions of the two ships due to second order (drift) forces are well

under control. The LNG transfer rate is 5000 m<sup>3</sup>/h which meets the required and typical connection time of 18 – 24 hours. Numerical analyses as well as validating model tests carried out at the TUB confirm safe operations and a very short downtime with the new system under all specified environmental conditions. Even sloshing phenomena due to partially filled LNG tanks have been considered and have turned out to be 'manageable' in terms of response vessel motions.

The MPLS20 transfer system will achieve an 'Approval in Principle' by the accompanying certification procedure provided free of charge by Germanischer Lloyd.

## **Einleitung**

Erdgas gewinnt zunehmend an Bedeutung, sowohl für ortsfeste Einrichtungen als auch als Treibstoff im Land- und Seeverkehr. Dem Transport und der mobilen Nutzung von Erdgas steht zunächst seine geringe Energiedichte entgegen. Zur Nutzung im Straßenverkehr (z.B. Nahverkehrsbusse) wird dieser Nachteil in der Regel durch extreme Druckerhöhung abgemildert. Für Langstreckentransporte ist die tiefkalte Verflüssigung die wirtschaftlichste Variante. Das Erdgas, im wesentlichen Methan, ändert bei -160°C seinen Aggregatzustand von gasförmig in flüssig und erhöht damit seine Energiedichte etwa um den Faktor 600. In dieser Form wird das tiefkalt verflüssigte Erdgas (LNG, Liquefied Natural Gas) in speziellen Tankschiffen über große Entfernungen von den exportierenden Terminals (in Qatar, Algerien, Norwegen, etc.) zu den Import - Terminals (in Spanien, Frankreich, Japan, etc.) transportiert.

Parallel zu dieser existierenden Infrastruktur der Produktion, der Verladung, des Transports und der Nutzung von LNG bestehen Bestrebungen, die Verladung von LNG nicht nur auf die Hafeneinrichtungen zu beschränken, sondern auch in Offshore-Umgebung zu ermöglichen. Motivation dazu ist die Notwendigkeit, sowohl Export-Terminals als auch Import-Terminals in schwierige Seegebiete zu verlagern. Zielsetzung ist zum einen die Verlagerung des durch Verladung und Lagerung von LNG entstehenden Gefährdungspotentials aus den Ballungsgebieten in den besser kontrollierbaren Seeraum, zum anderen aber auch die Nutzung von Gasvorkommen, die vermehrt auch in Offshore-Gebieten außerhalb der Küstenregionen gefunden werden und damit nicht über Pipelines kommerziell nutzbar sind. Diese Gasvorkommen werden über schwimmende Produktionseinrichtungen zugänglich gemacht. Insbesondere spielt hierbei auch die Vermeidung des Abfackelns von Begleitgas aus der Ölförderung eine entscheidende Rolle. Die Menge des derzeit weltweit abgefackelten Begleitgases der Ölförderung entspricht heute etwa dem Gesamtgasverbrauch von Deutschland und Italien zusammen.

## Stand der Technik

Der heutige Stand der Technik erlaubt das Be- und Entladen von LNG in ruhigem und moderatem Seegang über flexible 8-Zoll Leitungen (Composite Hoses). Bei der Energy Bridge im Golf von Mexiko verlädt ein konventioneller LNG-Tanker mit Midship Manifold das Flüssiggas in Side-by-Side-Konfiguration auf ein FSRU (Floating Storage Regasification Unit). Dort wird das LNG aufgewärmt und über einen riser in das im Golf von Mexiko vorhandene Gas Pipelinenetz eingespeist. Die stark angestiegene Ladekapazität moderner LNG Tanker (bis zu 266.000 m<sup>3</sup>) resultiert in neuen Märkten für schnelle und sichere Lade- und Entladekonzepte, bei denen vergrößerte Transferrohrdurchmesser und auch die zuverlässige Einsatzfähigkeit in rauer See vorausgesetzt werden.

Studien belegen, dass keine der ‚konventionellen‘ Schiffsverankerungs- und Ladungstransferkonzepte zum Offshore LNG Transfer direkt nutzbar bzw. einfach adaptierbar sind. Die sehr hohen Anforderungen an Transfersysteme für tiefkalte Flüssigkeiten (LNG, LPG und LEG) sind nur schwer zu erfüllen, insbesondere wenn der Einsatz in schwerer See mit signifikanten Wellenhöhen (Hs) von bis zu 5,5 m, mit zero-up-crossing Perioden zwischen 8 und 12 s, bei Windgeschwindigkeiten von bis zu 15 m/s und bei Strömungsgeschwindigkeiten von bis zu 1 m/s während der üblichen 18 – 24 stündigen Einsatzdauer erfolgen soll.

Das MPLS20 System nutzt flexible Transferrohre mit einem Innendurchmesser von 16-Zoll (~406 mm), die im Rahmen des Projektes von Nexans und Brugg neu entwickelt wurden. Das Konzept der doppelwandigen Wellrohre ermöglicht die Überwachung des Vakuum-Isolationsraums. Die Erfahrung zeigt, dass dieses Vakuum über mehr als 10 Jahre stabil ohne Nachevakuierung gehalten werden kann.

Das Offshore LNG Transfersystem basiert auf dem von IMPaC entwickelten und patentierten ‚Mooring Bay‘ Verankerungskonzept, bei dem die Shuttle-tanker aktiv durch Winden in eine Art Bucht am Heck des Terminalschiffes eingezogen und sicher aufgestoppt werden. Mit Hilfe eines Brückenkrans ermöglicht das ‚Mooring Bay‘ Konzept die gleichzeitige Hantierung und Verriegelung von bis zu sechs Transferleitungen in so genannter ‚aerial‘ Konfiguration, d.h. die Leitungen kommen in keiner Phase mit Seewasser in Berührung und bleiben somit auch im Notfall (ESD) stets sicher und zuverlässig unter Kontrolle.

## Schiffskonfiguration und Verladesystem

Im MPLS20-Projekt wurde ein Einsatzszenario definiert, bei dem die LNG Produktion auf einer drehbar verankerten Terminalbarge erfolgt (Abbildung 1).

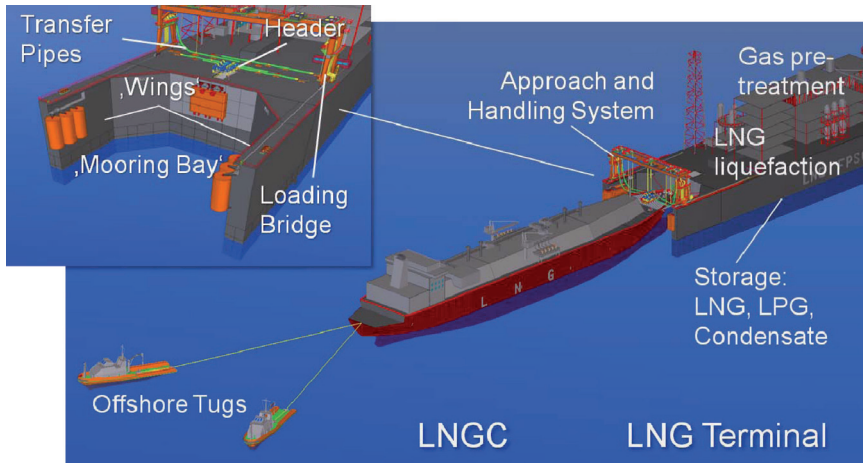


Abbildung 1: Hauptelemente des MPLS20 Offshore LNG Transfersystems

Die 12-Punkt-Verankerung dieser Großbarge setzt sich aus viermal drei Kette/Leine/Kette-Strukturen zusammen; die Wassertiefe wurde exemplarisch auf 100 m festgelegt (Abbildung 2). Die gewählte Konfiguration erlaubt es dem gekoppelten System aus Terminal und Shuttletanker sich in 360 Grad um die Verankerung zu drehen, um die Gleichgewichtsposition zur resultierenden Gesamtbelastung aus Welle, Wind, Strömung und ggf. Eis einzunehmen.

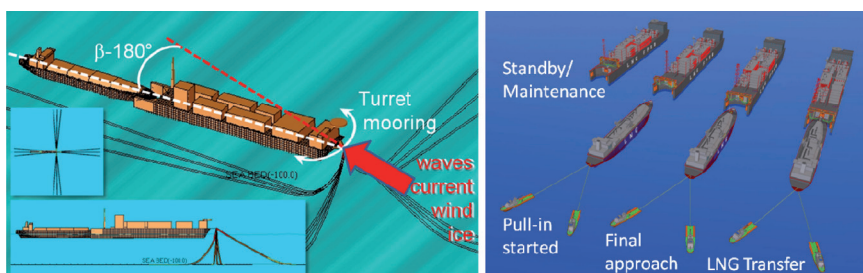


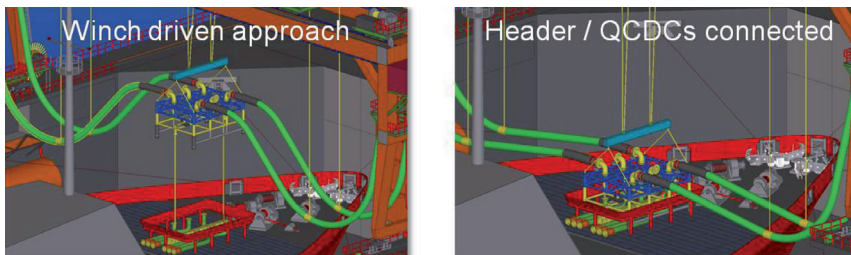
Abbildung 2: Drehverankerung und resultierende Umweltlasten sowie Einsatzphasen Standby/Wartung, Beginn des pull-in, Einfahrt des Tankers in die Mooring Bay und finale Position zum Ladungstransfer

Das von IMPaC patentierte so genannte ‚Mooring Bay‘ Konzept ermöglicht die sichere Durchführung aller auftretenden Einsatzphasen (Abbildung 2): die von Schleppern assistierte Annäherung, den durch Winden kontrollierten

Einzug des Tankers bis zum Erreichen der Verladeposition, das Aufstoppen des Tankers genau an der Verladeposition, die Übergabe und Verriegelung der flexiblen Transferleitungen, den 12 – 18 stündigen Ladungstransfer sowie die anschließende zuverlässige Entleerung, Spülung und Entriegelung der Leitungen und die Trennung der Schiffe im Regel- und Notfall (ESD).

Das Konzept erlaubt es, die Leitungen in allen Phasen vollständig über Wasser zu führen, was zusammen mit der Verwendung von Standardkupplungen (QCDC und ERC) eine drastische Reduktion der Entwicklungs- und Beschaffungskosten für das MPLS20-Konzept bzw. seiner Einzelkomponenten im Vergleich zu anderen Konzepten bedeutet.

Die Mooring Bay wird aus zwei ‚Wings‘ gebildet, die fest verschweisst 40 m über das Heck des Terminals hinausreichen und eine Art Bucht für die Aufnahme des Shuttletankers bilden. Die Wings beherbergen die Winden und Umlenkrollen für das Einziehen der Tanker und erlauben den Einsatz des Brückenkrans für die Leitungshantierung. Zum Ladungstransfer wird der Kran zusammen mit den Leitungen aus der Standby- bzw. Wartungsposition am Ende des Terminals entlang der Wings bis in die Transferposition verfahren. Wenn der Tanker die Endposition erreicht hat, wird er mit Hilfe der Einzugseilen/Winden und unter Assistenz der Schlepper aufgestoppt. Nun erfolgt mit Hilfe von Pilotleinen die windengestützte Annäherung des Headers, der die Leitungsenden mit den Kupplungen trägt, an das Übergabemanifold am Bug des Tankers (Abbildung 3). Dieses Manifold stellt den maßgeblichen notwendigen Umbau auf den Shuttletankern dar.



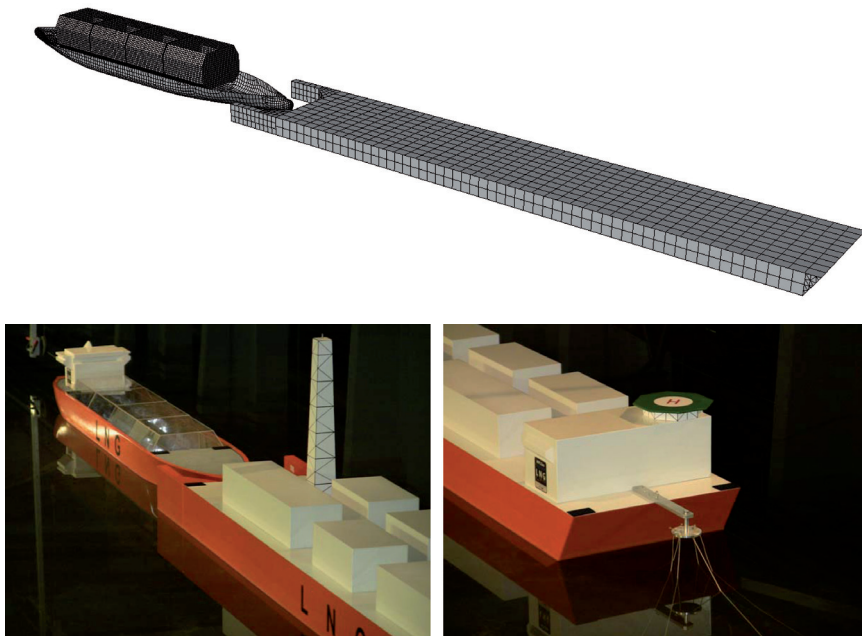
*Abbildung 3: Der Leitungsheader im Regel- und Notfallbetrieb*

Nach Verriegelung der Standard-Kupplungen (Quick Connect Disconnect Couplings-QCDC) mit den Schiffsflanschen beginnt der Ladungstransfer. Im Notfall werden die Ladungspumpen gestoppt und die Ventile der Emergency Release Couplings (ERC) geschlossen. Danach werden die ERC und somit die Transferleitungen definiert getrennt. Mit der Öffnung der Quick Release Hooks (QRH, entweder an Deck der Tanker oder auf dem Terminal) erfolgt die Freigabe der Verankerungsleinen und der Tanker kann, wiederum mit Unterstützung der Schlepper, die Mooring Bay verlassen.



## Numerische Analysen und Validierung durch Modellversuche

Das entwickelte Transfersystem wurde am Bereich Meerestechnik der TU Berlin durch umfangreiche numerische Analysen und Modellversuche erprobt. Hierfür wurden Terminal und Shuttletanker im Maßstab 1:100 nachgebaut. Besonderes Augenmerk galt dem Einfluss der freien Flüssigkeitsoberflächen in den Tanks auf die Schiffsbewegungen (Sloshing). Daher wurde der Shuttletanker mit vier Tanks, die je auf 6-Komponenten-Kraftmessdosen gelagert wurden, sowie einer Onboard-Kamera ausgestattet. Die Bewegungen der Strukturen im Seegangsbecken wurden berührungslos über ein optisches Messsystem registriert, während die numerischen Analysen mit dem potentialtheroretischen Berechnungsprogramm WAMIT erfolgten. Der Vergleich von berechneten und gemessenen Bewegungen und Kräften zeigte eine sehr gute Übereinstimmung.



*Abbildung 4: Rechengitter (oben) und Modell des Verladesystems im Seegangsbecken der TU Berlin*

Ein Hauptziel der Untersuchungen war es, die maximalen Relativbewegungen der Rohrleitungsenden zu ermitteln, da die daraus resultierenden Biegeradien der Rohrleitung die Einsatzgrenzen bzw. Ausfallzeiten des Systems bestimmen. Aus den Schiffsbewegungen wurden die Bewegungen der Verbindungspunkte und die entsprechenden Relativbewegungen berechnet (Abbildung 6). Weiterhin wurden die Kräfte auf das Mooringssystem analysiert.

In der anschließenden stochastischen Analyse wurden die Systembewegungen für ein bestimmtes Seegebiet ermittelt. Aus den Übertragungsfunktionen (RAO) der Relativbewegungen und den Seegangsspektren wurden Antwortspektren und signifikante RAOs berechnet. Aus den minimalen Biegeradien der Rohrleitung folgten die zulässigen maximalen Relativbewegungen, hieraus die zulässigen Wellenhöhen und dementsprechend die jährlichen Ausfallzeiten. Wie Abbildung 5 entnommen werden kann, sind die Ausfallzeiten für ein Gebiet in der Nordsee minimal.

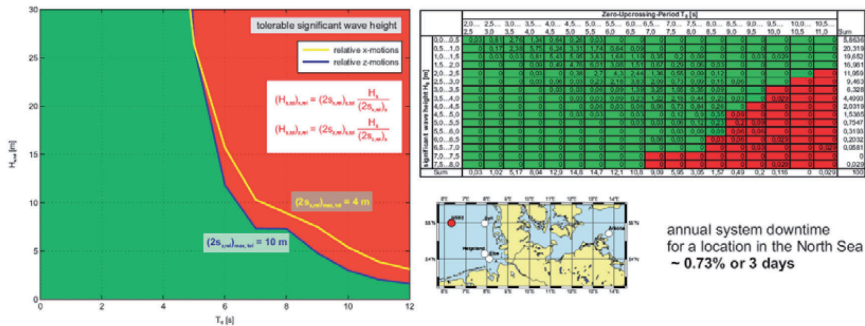


Abbildung 5: Zulässige signifikante Wellenhöhe ( $H_s$ ) in Abhängigkeit von der Seegangperiode für ein Einsatzgebiet in der Nordsee. Grüne Bereiche kennzeichnen zulässige Seegänge, rote unzulässige.

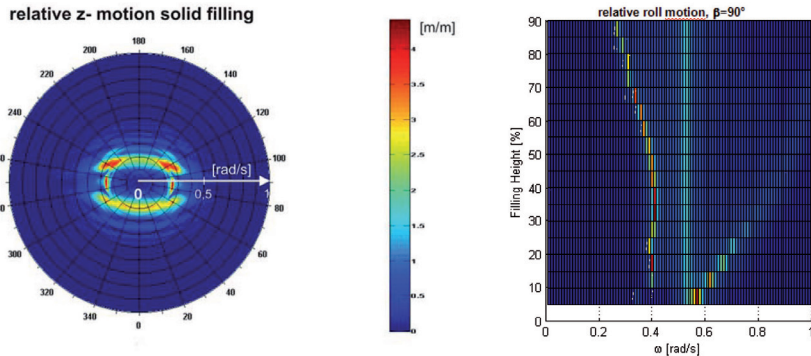


Abbildung 6: Vertikale Relativbewegung der Rohrleitungsenden in Abhängigkeit des Welleneinfallwinkels (links, Füllstand 100%) bzw. in Abhängigkeit des Füllstands (rechts, Wellen von der Seite)

## Historie der flexiblen Cryo-Transferleitungen

In den späten 70er Jahren wurde in der Kabelindustrie ein Tieftemperatur-Supraleiterkabel entwickelt. Bei diesem handelte es sich um ein Kabel, das aufgrund seiner speziellen Materialverwendung bei Temperaturen nahe dem absoluten Nullpunkt (4K) seinen elektrischen Widerstand vollständig verliert.

Die dazu notwendige Kühlung erfolgte mit tiefkalt verflüssigtem Helium und das Isolationssystem bestand aus einem doppelwandigen, metallischen Wellrohr mit einer Vakuumisolierung im Ringspalt zwischen den Wellrohren. Die mit der Kühlung des Kabels verbundenen Kosten für Investition und Betrieb waren extrem hoch. Diese Form des Supraleiterkabels hat sich in der Industrie nicht durchsetzen können.

Zusammen mit dem Forschungsinstitut CERN wurde in den 1980er Jahren die Technologie der flexiblen, vakuumisolierten Transferleitung für tiefkalt verflüssigte Gase weiterentwickelt, so dass diese heute mit einer Transferleitungs-Lebensdauer von deutlich über 10 Jahren für Industrie und Forschung zur Verfügung steht.

Seit ca. 10 Jahren betreibt Nexans die Entwicklung, ein ähnliches Produkt basierend auf dieser Technologie für LNG-Anwendungen zu entwickeln. Im Rahmen des BMWi geförderten Projekts MPLS20 war es nun möglich, den wesentlichen Entwicklungsschritt der Ausarbeitung eines Leitungskonzepts sowie des Baus und des Tests eines Prototypen zu gehen.

### **Konstruktionsmerkmale der Transferleitung**

Metallische Wellrohre eignen sich zum Transfer von nahezu allen Fluiden, vor allem wenn sie über Eigenschaften verfügen, die den Einsatz von kunststoffbasierten Schlauchleitungen ausschließen. Solche Eigenschaften können zum einen ein besonderes Gefährdungspotential des Fluids sein, zum anderen aber auch spezielle physikalische oder chemische Besonderheiten. Im Fall von LNG ist dies insbesondere seine tiefe Temperatur und die damit verbundene stark eingeschränkte Materialauswahl im Bereich ferritischer Stähle oder Polymere, aber auch das Gefährdungspotential, dass bei Austritt des Fluids durch die niedrige Temperatur sowie durch die Brand- und Explosionsgefahr in Kombination mit Sauerstoff aus der Atmosphäre auftritt.

Besonderes Merkmal der MPLS20 LNG-Transferleitung ist ihr vergleichsweise einfacher Aufbau mit ihren dennoch einzigartigen Sicherheitsmerkmalen.



*Abbildung 7: Aufbau der LNG Transferleitung*

Ein Edelstahlwellrohr (5) führt das LNG und stellt die primäre Dichtlage dar. Edelstahl eignet sich hervorragend für Anwendungen unter Tieftemperatur, da sowohl seine Festigkeitswerte als auch seine Dauerfestigkeit im Temperaturbereich bis  $-200^{\circ}\text{C}$  besser sind als bei Raumtemperatur. Ein zweites Edelstahlwellrohr (2) dient als sekundäre Dichtlage und bildet zusammen mit dem inneren Wellrohr die Doppelwandigkeit, die eine Leckage verhindert, falls das Innenrohr (5) seine Dichtigkeit verliert. Der Ringspalt, der durch die Wellrohre (5) und (2) gebildet wird, dient als Isolationsraum sowie als Überwachungsraum. Dieser Ringspalt wird evakuiert, um die Wärmeleitung und Wärmekonvektion vom warmen Außenrohr zum tiefkalten Innenrohr zu verhindern. Um außerdem auch die Wärmestrahlung von außen nach innen zu reduzieren, werden um das Innenrohr mehrere Lagen reflektierender Folien (3) gelegt. Diese Lagen werden durch Vlies-Material separiert.

Oberstes Leitmotiv der Konstruktion der Transferleitung ist die Betriebssicherheit der Anlage. Dies lässt sich in drei Kernaussagen zusammenfassen: doppelwandig, überwachbar, wärmegeklämt.

Die Doppelwandigkeit wird aus den zwei konzentrisch zueinander angeordneten Edelstahl-Wellrohren gebildet. Der eingesetzte Werkstoff Edelstahl stellt eine hohe Kaltzähigkeit sicher. Die Wellrohrgeometrie kompensiert die durch das „Kaltfahren“ bedingte thermische Längenänderung der Rohre zueinander. Beide Wellrohre sind jeweils „in einer Ader“ hergestellt, das heißt, es gibt keine anfälligen Verbindungsstellen entlang der Transferleitung. Auf dem äußeren Wellrohr sind eine Korrosionsschutzlage und ein Schutzmantel angeordnet. Am Leitungsende werden die einzelnen Rohrkomponenten in eine Endverbindung mit eingebunden und über einen Bending Stiffener vor lokaler Überbeanspruchung geschützt.

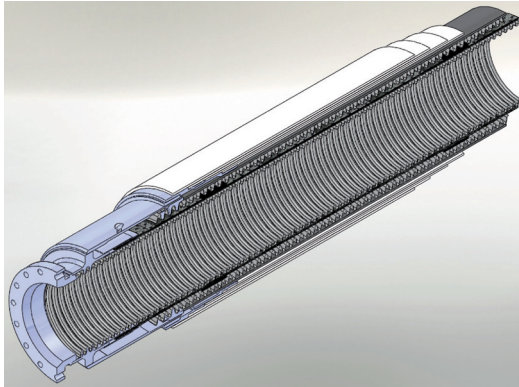


Abbildung 8: Leitungsende mit Bending Stiffener

Im Ringraum zwischen diesen beiden Wellrohren ist eine dreilagige Armierung aus Edelstahlgeflecht angeordnet; hiermit werden Gewichtslasten und der Innendruck im Betrieb aufgefangen. Die Doppelwandigkeit der Wellrohranordnung hat für den Betrieb erhebliche Vorteile. Zum einen wird bei unplanmäßigem Ermüdungsversagen des Innenrohrs austretendes LNG vom Außenrohr aufgefangen; der Ringraum wird hierbei kontinuierlich überwacht, sodaß rechtzeitig Sicherungsmaßnahmen eingeleitet werden können. Zum anderen wird über die effektive Vakuumsolierung im Ringraum verhindert, dass ein Eisansatz entlang der Transferleitung eintritt und hierdurch eine Gefährdung von Material oder Personal entsteht.

Die Geometrie der Wellrohre ist so dimensioniert, dass die dynamischen Verformungen, die durch die geplanten Schiffsbewegungen im Betrieb auftreten, über die erwartete Lebensdauer ertragen werden.

Das Strömungsverhalten des LNGs im Innenrohr wurde über CFD-Analyse untersucht, um den Druckverlust in verschiedenen Betriebszuständen zu ermitteln; hierbei wurde auch belegt, dass eine Gefährdung durch Kavitation ausgeschlossen werden kann.

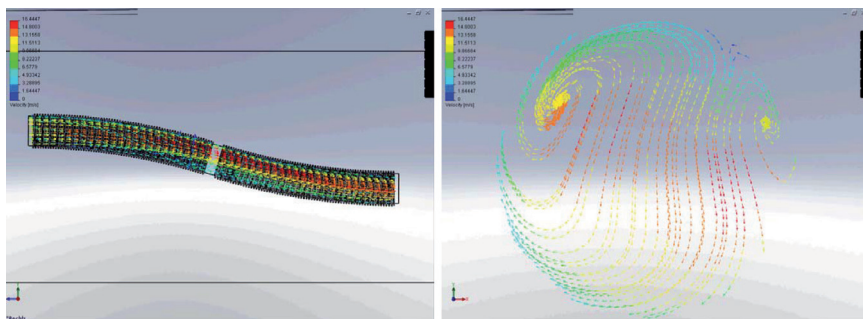


Abbildung 9: Dreidimensionales Strömungsprofil im gebogenen Wellrohr

## Fertigungsverfahren der LNG Transferleitung

Kern der Fertigung der Transferleitung ist das Form- und Schweißverfahren der Wellrohre, welche in der Kabelindustrie vor vielen Jahren als Alternative zum Bleimantel entwickelt wurden. Das Wellrohr war also zunächst ein Schutzmantel eines elektrischen Kabels, bevor es in den 1970er Jahren auch als Rohrleitung eingesetzt wurde.

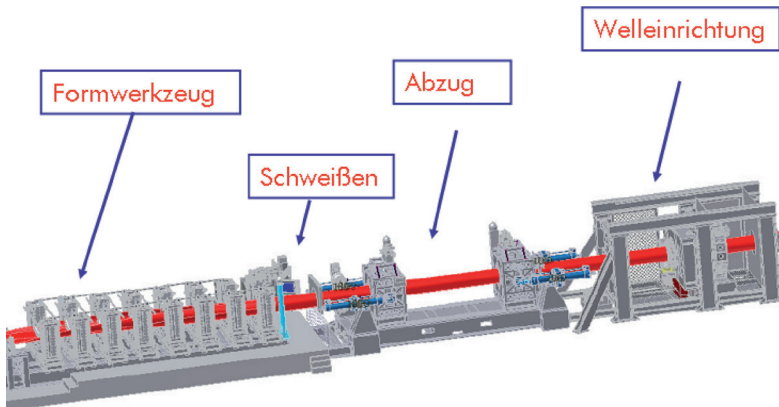


Abbildung 10: UNIWEMA(R) Form- und Schweißanlage für metallische Wellrohre

Ausgangsmaterial der metallischen Wellrohre ist ein Metallband. In einem kontinuierlichen Fertigungsverfahren wird dieses Metallband in einem Durchlauf zunächst zu einem Glattrohr geformt, welches an der Oberseite an seinem Bandkantenstoß längs verschweißt wird. Als Zuelement in der Anlage dient ein Spannzangenabzug, der das geformte und geschweißte Glattrohr greift und in Produktionsrichtung bewegt. Der Spannzangenabzug bringt zum einen die Zugkräfte auf, die zur Formung des Glattrohrs im Formwerkzeug benötigt werden, zum anderen nimmt er die Schubkräfte auf, die in der folgenden Welleinrichtung auftreten. In dieser Welleinrichtung rotiert ein Formwerkzeug um das Rohr, während dieses in Produktionseinrichtung fortbewegt wird. Dieser Vorgang ist vergleichbar der Einbringung eines Gewindes durch Einpressen des Gewindeganges. So ergibt sich auf dem Rohr eine helixförmige Wellstruktur, die das Rohr zum einen flexibler, zum anderen aber auch stabiler gegenüber äußeren Kräften macht.

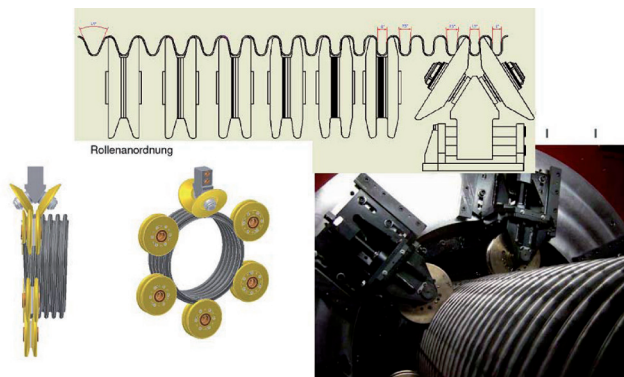




*Abbildung 11: Form- und Schweißanlage für Wellrohre bis 650 mm Durchmesser*

Im Rahmen des MPLS20 Projekts war es möglich, diese Technologie, die im Durchmesserbereich bis 200 mm Stand der Technik in der Kabelindustrie ist und vereinzelt bis 350 mm in der Rohrindustrie eingesetzt wurde, auf den Durchmesserbereich bis 650 mm zu skalieren. Dies war nicht nur aufgrund des damit verbundenen Entwicklungsaufwands der Maschinenteknik eine erhebliche Herausforderung, sondern auch der Formprozess selber musste aufgrund der großen Umformkräfte hinsichtlich der Werkzeuggestaltung erheblich verändert werden.

Zur Erhöhung der Flexibilität wurde ein Nachwellverfahren entwickelt, bei dem die konventionelle Wellung der ersten Wellstufe durch ein umlaufendes, zusätzliches Formverfahren weiter verbessert wurde.



*Abbildung 12: Nachwelleinrichtung*

Mittels mehrerer Formrollen, die um das Rohr rotieren und in die Wellung eingreifen, werden stauchende Kräfte auf das Rohr ausgeübt. Die Spaltbreite der Rollen variiert untereinander so, dass in Umlaufrichtung die Wellung immer kleineren Spalten in den Rollen ausgesetzt wird. Dadurch gelingt es, die Steilheit der Wellflanken weiter zu erhöhen und so die Steigung zu reduzieren bei gleichzeitiger Erhöhung der Welltiefe.

Mit dieser Weiterentwicklung war es möglich, die relativ hohen Anforderungen an Flexibilität und Dauerfestigkeit des Offshore Transfer Systems zu erfüllen.

### Tests der Prototypen und Tests zur Material-Charakterisierung

Begleitend zur Entwicklung der Transferleitung werden sowohl die einzelnen Komponenten als auch Prototypen der Gesamtkonstruktion praxisnahen Prüfungen unterzogen. Neben einer Reihe von Standardtests wie z.B. Berstdruckprüfungen werden komplette Wellrohrsegmente Ermüdungsuntersuchungen unterzogen und mit rechnerisch vorhergesagten Ergebnissen abgeglichen.

Schließlich wird eine vollständige Transferleitung mit flüssigem Stickstoff als Betriebsmedium in einer Demonstratoranlage dynamisch den „worst case“ Verformungen unterworfen.

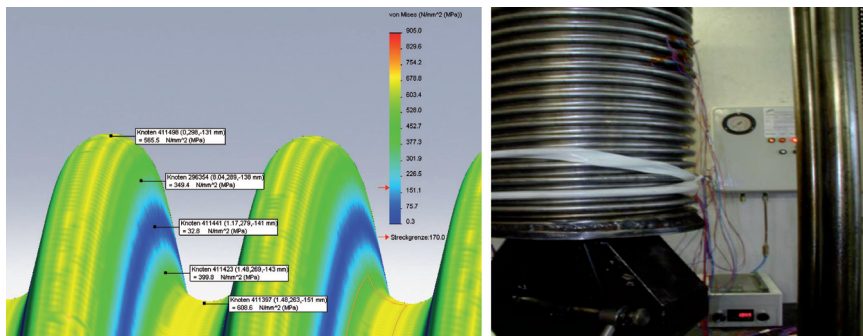


Abbildung 13: Ermüdungsuntersuchungen



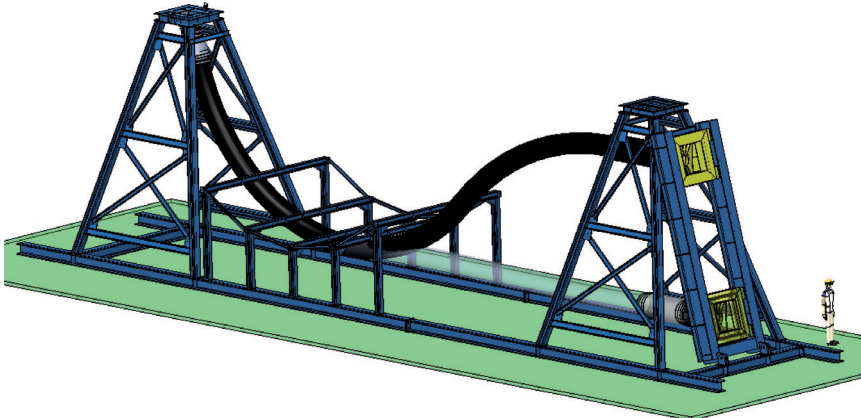


Abbildung 14: Demonstratoranlage

### Zusammenfassung/Ausblick

Im Rahmen von MPLS20 ist es dem Projektkonsortium gelungen, ein LNG Offshore-Transfer-System zu entwickeln, das die derzeitigen, technischen Marktanforderungen im vollen Umfang erfüllt. Es zeichnet sich zum einen durch ein innovatives Handling- und Mooring-System aus, das die Schiffspositionierung auch in kritischen Situationen stets im zulässigen Toleranzbereich sicherstellt, zum anderen durch eine Rohrtechnologie, die als einzige auf dem Markt eine echte Doppelwandigkeit aufweist. Dieses Zusammenspiel der Systemeinheiten bildet ein einzigartiges Sicherheitsniveau, das bislang so nicht erreicht werden konnte. Vergleichbare Systeme müssen im Fall einer Leckage der Transferleitung stets mit direktem Austritt von LNG rechnen.

Aufgrund der derzeitigen Marktsituation, in der seit der Finanzkrise weiterhin der Gaspreis auf niedrigem Niveau verharrt, sind viele der großen Investitionsprojekte zunächst um mehrere Jahre verschoben worden. Weiterhin wird jedoch in großen Mengen Begleitgas der Ölförderung, das aufgrund der Lage der Vorkommen nicht in die Onshore-Gasnetze eingespeist werden kann, abgefackelt. Bei zukünftig bewußterem Umgang mit den Energieressourcen könnte dieses, in LNG gewandelt, der wirtschaftlichen Nutzung zugeführt werden. Dies ist neben den reinen Gas FPSOs ein interessantes Marktfeld für das MPLS20 LNG-Verladesystem.

Es wird erwartet, dass die ersten Großprojekte ca. 2016 realisiert werden. Kleinere Projekte können früher realisiert werden. Diese werden jedoch u. U. nicht die Tandem-Schiffsconfiguration bevorzugen, sondern aufgrund leichter Seebedingungen auch die Side-by-Side-Konfiguration in Betracht ziehen können.

## **Danksagung**

Die Autoren bedanken sich beim Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie (BMWi) für die finanzielle Förderung des Projektes sowie für die hervorragende fachliche und administrative Betreuung durch den Projektträger Jülich/Berlin (PTJ), namentlich bei Frau Dipl.-Ing. Barbara Grothkopp und Frau Dipl.-Betriebswirtin Cornelia Bude. Auch bei den zahlreichen beteiligten Kollegen der Projektpartner Nexans, Brugg, IMPaC und der TU Berlin möchten sich die Autoren herzlich für die Mitarbeit an dem Projekt bedanken.

Dank gilt ferner dem Germanischen Lloyd, der die Begleitung des Projektes mit dem Ziel des ‚Approval in Principle‘ auf eigene Kosten übernommen hat.

## **Korrespondenzadressen**

Technische Universität Berlin, Institut für Land- und Seeverkehr,  
Bereich Meerestechnik, SG17, Salzufer17 – 19, 10587 Berlin,  
Tel. +49 (0) 30 314-23105;  
Prof. Günther Clauss (clauss@naoe.tu-berlin.de),  
Daniel Testa (testa@naoe.tu-berlin.de),  
Florian Sprenger (f.sprenger@naoe.tu-berlin.de)

IMPaC Offshore Engineering GmbH, Hohe Bleichen 5,  
D-20354 Hamburg, Tel. +49 (0) 40 355440-0;  
Dr.-Ing. Sven Hoog (hoog@impac.de),  
Roland Huhn (huhn@impac.de), Hartmut Koch (koch@impac.de)

Nexans Deutschland GmbH, Kabelkamp 20, D-30179 Hannover,  
Tel. +49 (0) 511 676-0,  
Christian Frohne (christian.frohne@nexans.com)

Brugg Rohrsysteme GmbH, Adolf Oesterheld Straße 31,  
D-31515 Wunstorf; Tel. +49 (0) 5031 170-0;  
Jörn Homann (joern.homann@brugg.de)

## **QualiSHIP – Produktivitätssteigerung durch Qualitätssicherung schiffstechnischer Produktdaten**

Christoph Baier, Fr. Lürssen Werft GmbH & Co. KG, Bremen; Robert Bronsart, Universität Rostock, Center for Marine Information Systems, Rostock

### **Ziel des Vorhaben**

Das Verbundvorhaben QualiSHIP verfolgte das Ziel, durch Prozessinnovation die Qualität und die Produktivität von konstruktiven Abläufen im schiffstechnischen Entwurfs- und Konstruktionsprozess zu verbessern. Durch die Entwicklung von Werkzeugen zur automatisierten Qualitätskontrolle und damit zur Qualitätssicherung von schiffbaulichen CAD-Konstruktionen soll der Entwicklungsprozess insgesamt effizienter gestaltet werden.

Als weiteres Ziel sollten die Kooperationsbedingungen in horizontalen sowie vertikalen Netzwerken durch eine verbesserte, kommunikativ eingebettete, DV-gestützte Prozessintegration weiterentwickelt und gemeinsam wirtschaftliche Potentiale erschlossen werden. Dies wurde durch die beteiligten Projektpartner begünstigt, die einen großen Teil der üblichen Kooperationen in der schiffbaulichen Konstruktion abdeckten. Dazu gehörten die Werften Aker MTW Werft (AYG), Fr. Lürssen Werft (FLW), der Ingenieurdienstleister SMK Ingenieurbüro (SMK) und die Klassifikationsgesellschaft Germanischer Lloyd (GL). Als Unterstützung bei den Forschungsarbeiten beteiligte sich die Universität Rostock (URO); die Umsetzung der Qualitätsprüfung in einer Software wurde durch Atlantec Enterprise Solutions (AES) durchgeführt.

Um die Projektziele zu erreichen, wurden folgende Arbeitsschritte durchgeführt:

- Sammlung der in der Konstruktion auftretenden Fehler in einer Datenbank und Zuordnung im Prozess.
- Kategorisierung der Fehler und standardisierte Formulierung der entsprechenden Qualitätskriterien.
- Umsetzung der Qualitätskriterien als Regeln.
- Einbindung der Regeln in die im Projekt entwickelte Prüfsoftware und in ein vorhandenes Prüfmodul.
- Entwicklung einer visuellen Qualitätsprüfung.

## Sammlung der Fehler

Ziel des ersten Arbeitspaketes war es, die vorhandenen Qualitätsanforderungen während der Klassifikationsphase, der Detailkonstruktion, der Fertigungsunterlagenerstellung sowie im Datenaustausch zwischen Konstruktionspartnern anhand bestehender und bearbeiteter Konstruktionsaufträge zu benennen und zu klassifizieren.

Bei der Sammlung der Qualitätsanforderungen und den daraus möglichen Fehlern sollte auch die Entstehung der Fehler untersucht werden. Dabei war der Blick darauf zu werfen, welche interpersonalen bzw. kommunikativen Implikationen die vorgeschlagenen Lösungen im interpersonalen Handlungsfeld bedingen.

Innerhalb dieses Arbeitspaketes wurden die Qualitätsanforderungen entlang des schiffbaulichen Konstruktionsprozesses untersucht. Durch die Auswertung firmeneigener Fehlerdatenbanken und der Durchführung von Interviews in Konstruktion und Fertigung konnte eine Sammlung der auftretenden Fehler erarbeitet und als Grundlage für die nachfolgenden Arbeitspakete bereitgestellt werden. Die wichtigsten Einträge der dadurch entstandenen Fehlerdatenbank sind:

- Organisatorische Einträge (Interviewnummer, Fehlernummer,...)
- Fehlerbeschreibende Einträge (Bauteil, Fehler in was,...)
- Einträge zur Zuordnung des Fehlers zum Prozess (wo aufgefallen, wo entstanden,...)
- Einträge zur Behebung bzw. Vermeidung des Fehlers (Vorschlag zur Aufdeckung,...)
- Einträge zu den Auswirkungen eines Fehlers (Fehlerfolgen, Zeitaufwand,...)
- Sonstige Einträge (Fehlerursache, Schlagwort,...)

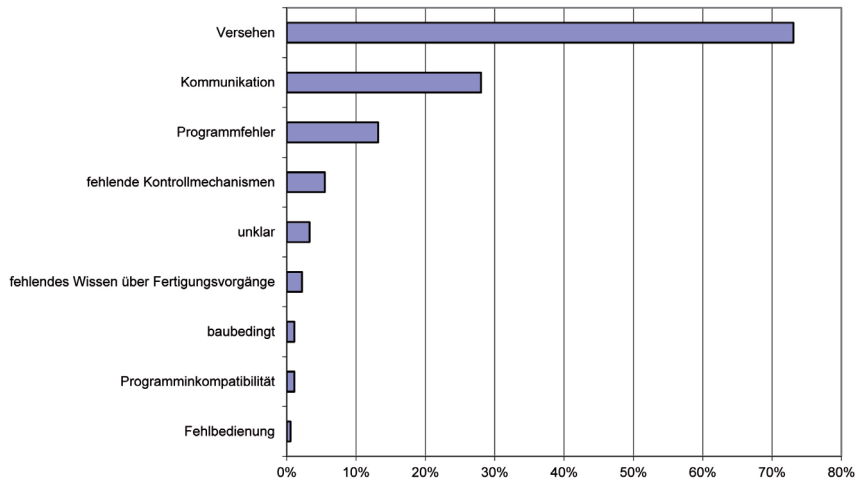


Abbildung 1: Ursachen der Fehler

## Beschreibung der Qualitätskriterien

Zur Umsetzung einer Qualitätsprüfung durch eine Software müssen die zu prüfenden Qualitätskriterien formuliert werden. Dazu wurden die in der Fehlerdatenbank gesammelten Fehler kategorisiert und die zu erfüllenden Qualitätskriterien in standardisierter Form erstellt.

Die Auswirkungen eines Fehlers und der mit der Behebung verbundene Aufwand sind stark abhängig vom Zeitpunkt, zu dem der Fehler entdeckt wird. Wird ein Fehler erst in der Fertigung entdeckt, ist die Gegenmaßnahme meist deutlich teurer, als wenn die Behebung in der Konstruktionsphase erfolgen kann. Dadurch können die Fehlereinträge der Datenbank nicht direkt verglichen und für die weitere Bearbeitung gewichtet werden. Es musste eine weitere Priorisierung vorgenommen werden.

## Kategorisierung der gefundenen Fehler

Um die gefundenen Einträge in der Datenbank übersichtlich zu strukturieren, wurde eine Systematik aus Kategorien und Unterkategorien entwickelt. Jeder Fehler wurde einer Unterkategorie zugeordnet und anschließend in ein Qualitätskriterium und eine Qualitätsanforderung überführt.

Die Unterteilung in Kategorien und Unterkategorien orientierte sich hauptsächlich an den Qualitätsanforderungen an die Produktdaten. Die Kategorie "ordnungsrelevante Attribute" beinhaltet beispielweise Attribute der Produktdaten, die zur Organisation und eindeutigen Identifikation der Bauteile notwendig sind. Dabei ist zu berücksichtigen, dass diese Attribute vorhanden und richtig gefüllt sind.

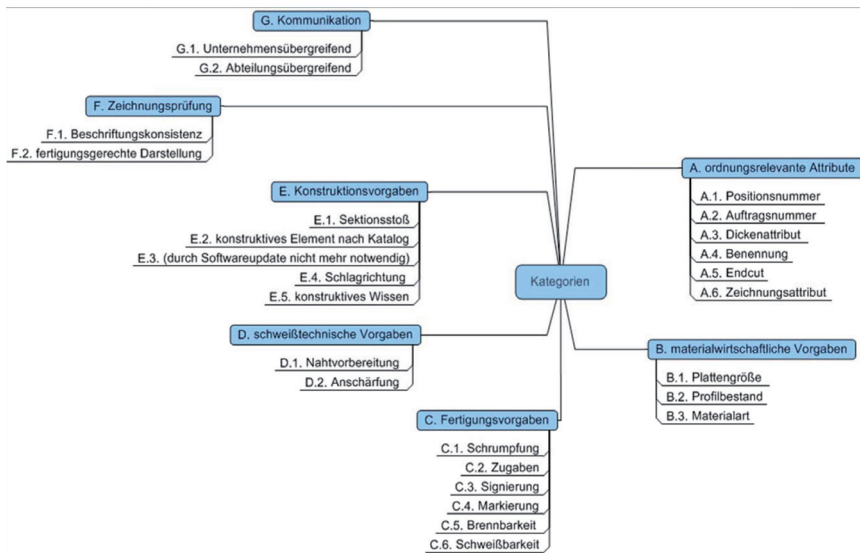


Abbildung 2: Kategorien und Unterkategorien für Fehler

Während der Erstellung der Kategorien und der Zuordnung der Fehler wurde klar, dass nicht alle Fehler über die in Qualiship umzusetzende Vorgehensweise gefunden werden können. Insbesondere die Kategorien "G. Kommunikation und F. Zeichnungserstellung" können nicht oder nur mit sehr großem Aufwand über die Prüfung des Produktmodells mit Hilfe einer Software gefunden werden.

Zur Reduzierung der Fehler durch mangelhafte Kommunikation wurden von FLW in Qualiship abteilungsübergreifende Produktreviews als visuelle Prüfung entwickelt, erprobt und eingeführt. Als Unterstützung dieses Prozesses wurde ein Stereoprojektionssystem angeschafft und ein Konzept für die Nutzung dieses Systems erarbeitet.

## Priorisierung der Fehler

Wie bereits dargestellt, konnte die Wertung eines Fehlers nicht direkt auf Basis der Inhalte der Datenbank vorgenommen werden, da die Auswirkungen eines Fehlers und der mit der Behebung verbundene Aufwand stark abhängig vom Zeitpunkt der Entdeckung sind. Deshalb wurde gemeinsam durch die Partner die Entscheidung getroffen, für die Priorisierung der Einträge eine zusätzliche Umfrage durchzuführen. Dazu wurde mit den Kommunikationswissenschaftlern der URO ein Fragebogen entwickelt. Darin wurden die gemeldeten Fehler gesammelt und sollten nach Häufigkeit und Schwere der Folgen mit einem Wert zwischen 1 und 6 eingeschätzt werden. Zur Bewertung wurden nur die Fehler der eigenen Firma vorgelegt.

| Unterkategoriebezeichnung   |  | Anzahl Fehler |     |     |      | Bewertung |     |     |      | Mittel-wert | Priorität |
|---|--|---------------|-----|-----|------|-----------|-----|-----|------|-------------|-----------|
|   |  | AYG           | FLW | SMK | ges. | AYG       | FLW | SMK |      |             |           |
| C2  | Zugaben                                | 1             | 2   | 6   | 9    | 1         | 4   | 7   | 4,0  | 1           |           |
| D1  | Nahtvorbereitung                       | 7             | 8   | 7   | 22   | 2         | 8   | 6   | 5,3  | 2           |           |
| C6  | Schweißbarkeit                         | 1             | 3   | 1   | 5    | 7         | 7   | 2   | 5,3  | 3           |           |
| A1  | Positionsnummer                        | 8             | 3   | 8   | 19   | 4         | 3   | 10  | 5,7  | 4           |           |
| C4  | Markierung                             | 1             | 1   | 4   | 6    | 8         | 11  | 4   | 7,7  | 5           |           |
| A   | ordnungsrelevante Attribute allgemein  |               | 1   | 3   | 4    | 14        | 1   | 14  | 9,7  | 6           |           |
| E4  | Schlagrichtung                         |               | 1   | 2   | 3    | 14        | 14  | 1   | 9,7  | 7           |           |
| A2  | Auftragsnummer                         | 1             | 1   |     | 2    | 5         | 10  | 15  | 10,0 | 8           |           |
| F2  | fertigungsgerechte Darstellung         | 1             | 6   | 2   | 9    | 13        | 15  | 3   | 10,3 | 9           |           |
| E1  | Sektionsstoß                           |               | 2   |     | 2    | 14        | 2   | 15  | 10,3 | 10          |           |
| E5  | konstruktives Wissen                   |               | 8   | 27  | 35   | 14        | 12  | 8   | 11,3 | 11          |           |
| B3  | Materialart                            |               | 1   |     | 1    | 14        | 5   | 15  | 11,3 | 12          |           |
| C3  | Signierung                             |               | 8   |     | 8    | 14        | 6   | 15  | 11,7 | 13          |           |
| B2  | Profilbestand                          | 1             |     | 2   | 3    | 6         | 19  | 12  | 12,3 | 14          |           |
| D2  | Anschärfung                            | 3             |     |     | 3    | 3         | 19  | 15  | 12,3 | 15          |           |
| E2  | konstruktives Element nach Katalog     | 1             |     | 6   | 7    | 10        | 19  | 9   | 12,7 | 16          |           |
| A3  | Dickenattribut                         |               | 2   |     | 2    | 14        | 9   | 15  | 12,7 | 17          |           |
| C1  | Schrumpfung                            |               |     | 1   | 1    | 14        | 19  | 5   | 12,7 | 18          |           |
| B1  | Plattengröße                           | 2             | 2   | 3   | 7    | 12        | 17  | 11  | 13,3 | 19          |           |
| A5  | Endcut                                 |               | 3   |     | 3    | 14        | 13  | 15  | 14,0 | 20          |           |
| F1  | Beschriftungskonsistenz                | 1             |     | 5   | 6    | 11        | 19  | 13  | 14,3 | 21          |           |
| C5  | Brennbarkeit                           | 3             |     |     | 3    | 9         | 19  | 15  | 14,3 | 22          |           |
| E3  | Schweißüberstände an Außenecken        |               | 1   |     | 1    | 14        | 16  | 15  | 15,0 | 23          |           |
| A4  | Benennung                              |               | 1   |     | 1    | 14        | 18  | 15  | 15,7 | 24          |           |
| 31 53 77 161  |  |               |     |     |      |           |     |     |      |             |           |
| Bei gleichem Mittelwert entscheidet die Menge der in der Kategorie enthaltenen Fehlereinträge über die Position im Ranking. |  |               |     |     |      |           |     |     |      |             |           |
| G1  | Kommunikation unternehmensübergreifend | 1             |     | 4   | 5    | x         | x   | x   |      |             |           |
| G2  | Kommunikation abteilungsübergreifend   | 4             |     | 2   | 6    | x         | x   | x   |      |             |           |
| Kommunikationsprobleme werden nicht gewertet, da sie nicht über eine Software abgetestet werden können.                     |  |               |     |     |      |           |     |     |      |             |           |

Abbildung 3: Ergebnis der Priorisierung der Fehler

Aus den Ergebnissen entstand die Priorität für die weitere Bearbeitung der Unterkategorien.

## Ableitung und Beschreibung der Qualitätskriterien

Zur Übergabe an die Softwareprogrammierung mussten aus den gesammelten Fehlern die entsprechenden Qualitätskriterien erarbeitet werden. Bei der Kriterienbeschreibung entstand für jede Unterkategorie der Fehler ein Qualitätskriterium. Die der Unterkategorie zugeordneten Fehler in der Datenbank dienten als Beispiele für die Formulierung des Kriteriums.

Die Beschreibung der Qualitätskriterien stellte bewusst die Qualität in den Vordergrund, ohne schon Ansätze der späteren Programmierung (Parametrik, o. ä.) zu verfolgen. Da die Entwicklung des Konzeptes in iterativen Schleifen schon parallel mit den Arbeiten aus AP1 stattfand, wurden die Mitarbeiterbefragung und die Felder der Fehlerdatenbank immer wieder auf die Belange der Kriterienbeschreibung angepasst. Somit unterstützten die Informationen zu den Fehlern aus AP1 optimal die weitere Bearbeitung bei der Kriterienbeschreibung. Das Konzept wird am Beispiel der Fehler-Unterkategorie "A1 Positionsnummer" näher erläutert.

Zuerst wurden aus der Fehlerdatenbank vier allgemeine Qualitätskriterien extrahiert. Diese bilden eine hierarchische Reihenfolge und müssen entsprechend bei einem Prüfvorgang abgearbeitet werden. Nur wenn das Attribut Positionsnummer überhaupt gesetzt und gefüllt ist, kann es erst auf einen sinnvollen Inhalt hin geprüft werden.

Die vier übergeordneten Qualitätskriterien sind:

- Ist vorhanden
- Ist Standard
- Ist plausibel/schlüssig
- Ist prüfdatenübergreifend konsistent

Neben diesen allgemeinen Kriterien gibt es zusätzlich noch spezielle Kennzeichen. Im folgenden Schaubild werden die Qualitätskriterien nach Anwendung auf die Unterkategorie der Positionsnummer dargestellt:

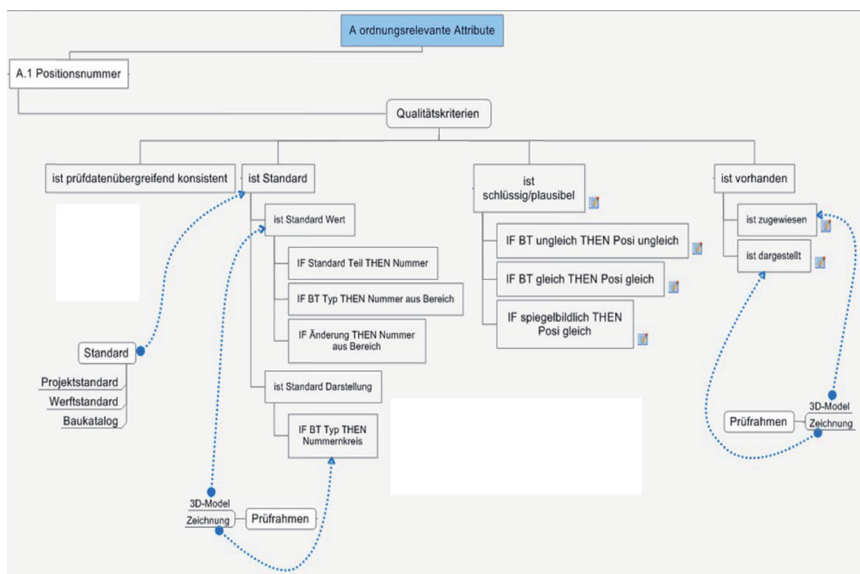


Abbildung 4: Qualitätskriterien der Kategorie Positionsnummer

Unter den Kategorien sind hier die formulierten Regeln eingefügt. Diese zeigen, wie aus dem allgemeingültigen Qualitätskriterium die für diese Unterkategorie formulierten Regeln entstehen und auf welchen Prüfrahmen diese Regeln angewendet wurden.



Zur Vereinheitlichung der Beschreibung der Qualitätskriterien wurden eine hierarchische Struktur und zugehörige Formblätter entwickelt. Diese wurden für jede Unterkategorie der Fehler ausgefüllt.

### **Betrachtung der gefundenen Fehler hinsichtlich einer visuellen Modellprüfung**

Insbesondere für die Lürssen Werft stand im Rahmen von Qualiship neben der automatisierten Prüfung der Konstruktionsdaten durch eine Software auch die visuelle Prüfung der Konstruktion im Vordergrund, um die Fehlerarten, die nicht automatisch behoben oder identifiziert werden können, manuell aufdecken zu können. Mit Besprechungen zum Konstruktionsstand (später "Design Review" benannt) sollte die abteilungsübergreifende Kommunikation verbessert und ein Lernprozess bei allen am Projekt Beteiligten in Gang gebracht werden.

Dieses Ziel wurde mithilfe eines 3D-Stereoprojektionssystem umgesetzt. Damit kann ein besonders realitätsnaher, plastischer Eindruck der Konstruktion erzeugt und geeignete Fehler können schneller und sicherer erkannt werden. In den Arbeitspaketen des Projektes wurden die möglichen Themen, die passenden Zeitpunkte im Konstruktionsprozess und die Beteiligten für die Design Reviews ermittelt.

Zur Ermittlung der Themen für die Design Reviews wurden die Einträge in der Fehlerdatenbank hinsichtlich einer Identifikation mit einer visuellen Modellprüfung untersucht. Daraus entstand ein Entwurf für eine Standardagenda für Design Reviews in der Schiffbaukonstruktion. Bei der Bearbeitung dieses Themas stellte sich heraus, dass besonders die Unterkategorien, die nur mit sehr viel Aufwand durch eine Software gefunden werden können, sich oft besonders leicht durch eine visuelle Prüfung finden lassen. Beispiele hierfür sind C6 Schweißbarkeit, E1 Sektionsstoß, E5 konstruktives Wissen, C5 Brennbarkeit und E3 Schweißüberstände an Außenecken. Insbesondere die Unterkategorie E5 konstruktives Wissen, die auf Grund ihrer Komplexität für die Prüfung durch die Software später ausgeklammert wurde, kann in einem Design Review sehr gut bearbeitet werden. Somit ergänzen sich die softwarebasierte und die visuelle Qualitätsprüfung.

### **Regelerstellung**

#### **Methoden zur softwarebasierten Qualitätsprüfung**

Um die Konstruktionsdaten auf ihre Qualität prüfen zu können, mussten die zu erfüllenden Qualitätsmerkmale als Regeln formuliert und in einer Prüfsoftware abgebildet werden.

## **Nutzung von Regelmaschinen**

Eine Regelmaschine stellt eine Umgebung für die Definition der Regeln, die Anwendung dieser auf die Prüfdaten und die Auswertung der Ergebnisse zur Verfügung. Diese Regelmaschine kann als eigenständige Prüfsoftware (QCheck und QualiRule, entstanden in Qualiship) oder als in ein CAD-System integriertes Prüfmodul (CheckMate in NX von Siemens PLM) konzipiert werden.

## **Zugriff auf die Produktdaten**

Die Bereitstellung der zu prüfenden Daten kann als originäre Konstruktionsdaten oder als neutrales Datenmodell erfolgen. Bei direkt im CAD-System integrierten Regelmaschinen wird üblicherweise direkt auf die in der Konstruktion entstehenden Daten zugegriffen. Ein neutrales Datenmodell wird oftmals von eigenständiger Prüfsoftware benötigt.

## **Vor- und Nachteile der unterschiedlichen Prüfkonzpte**

Bei der Definition von Qualiship wurde der Ansatz verfolgt, eine Prüfsoftware zu entwickeln, die auf ein neutralisiertes Datenmodell zugreift. Dies hat besonders Vorteile, wenn Konstruktionsdaten aus unterschiedlichen CAD-Systemen auf ihre Qualität überprüft werden sollen. Auch die Prüfung von Grundlagen der Konstruktion (Vorgaben der Klasse) und aus dem CAD-System abgeleitete Daten (Zeichnungen, NC-Daten) kann mit diesem Ansatz durchgeführt werden. Das neutralisierte Datenmodell kann dafür als Repräsentation für die zu prüfenden Informationen genutzt werden und die Prüfsoftware muss nicht auf die unterschiedlichen Repräsentationen der Konstruktionsdaten in den CAD-Systemen angepasst werden.

Im Laufe des Projektes wurde erkannt, dass die Möglichkeiten einer im CAD-System integrierten Qualitätsprüfung erhebliche Vorteile haben können. Bei Recherchen wurde das CAD-interne Prüfmodul CheckMate gefunden. Dieses ist ein Bestandteil der CAD-Software NX von Siemens PLM, die bei FLW für die gesamte hausinterne Stahlkonstruktion eingesetzt wird. In Folge dessen wurde parallel zur Entwicklung der neutralen Prüfsoftware die Nutzung von CheckMate untersucht.

|                                     | Regelmaschine    |                             | Skripte in CAD |
|-------------------------------------|------------------|-----------------------------|----------------|
|                                     | direkter Zugriff | neutralisiertes Datenmodell |                |
| Geschwindigkeit der Regelausführung | ++               | -                           | ++             |
| Verständlichkeit der Regeln         | +                | ++                          | --             |
|                                     | (CheckMate)      | (QCheck)                    |                |
| Erweiterbarkeit der Regeln          | --               | ++                          | --             |

Abbildung 5: Regelanwendungen im Vergleich

### Prüfung mit dem CAD-internen Modul CheckMate

Vorteile:

- Hohe Geschwindigkeit der Prüfläufe durch direkte Integration in der CAD-Umgebung
- Tiefgreifende und detaillierte Prüfung der Konstruktion möglich
- Prüfung von Zeichnungen möglich
- Prüfung kann jederzeit mit geringem zeitlichen Aufwand durchgeführt werden
- Grundlagen des Prüfmoduls (Interface, Ablauf, Reports) sind vorhanden
- Übersichtlicher Fehlerbericht als Ergebnis der Prüfung verfügbar
- Gefundene Fehler werden direkt im 3D-Modell angezeigt und können einfach behoben werden
- Große Anzahl an Standardregeln bereits verfügbar
- Programmiersprache "Knowledge Fusion" bietet große Bibliothek an Funktionen. Erweiterbar durch C und C++ Funktionen.
- Automatisierte Prüfungen können eingerichtet werden (Quality Gates)

Nachteile:

- Daten außerhalb des CAD-Systems können nicht geprüft werden
- Die Verständlichkeit der Regelformulierungssprache ist gering
- Regeln können nur in der CAD-eigenen Programmiersprache "Knowledge Fusion" erstellt werden

### **Prüfung eines neutralen Datenmodells mit der in Qualiship entstandenen Software QCheck**

Vorteile:

- Komfortable Regeldefinition und -anpassung möglich
- Hohe Verständlichkeit der Regeln
- Prüfung von nicht CAD-Daten oder Daten aus unterschiedlichen CAD-Systemen über das neutrale Datenmodell möglich
- Hilfsmethoden können bei der Prüfung eingesetzt werden (z. B. komplexer Geometrievergleich)

Nachteile:

- Konstruktionsdaten müssen (meist verlustbehaftet) im neutralen Datenmodell bereitgestellt werden
- Keine schnelle Adhoc-Prüfung möglich
- Zeichnungen können nicht umfassend geprüft werden

### **Auswahl der Regelmaschine für die Qualiship Prüfsoftware**

Für die Erstellung der allgemeingültigen Regeln musste eine Regelmaschine gefunden werden. Dabei fiel die Entscheidung auf JBoss Drules, einem leistungsfähigen, weit verbreiteten System, dass flexibel einsetzbar ist und mit dem bei URO bereits Erfahrungen aus anderen Projekten vorhanden waren. Der große Anwenderkreis und das Open-Source-Konzept waren hilfreich bei der weiteren Einarbeitung in die Definition der Regeln. Um es den Industriepartnern zu ermöglichen, selbst Regeln zu schreiben, wurden Workshops durchgeführt, in denen die Hintergründe zur Regelerstellung erprobt wurden. Von dem Wunsch, ein Konstrukteur könnte später selbst Regeln definieren,

musste auf Grund der Erfahrungen in den Workshops abgerückt werden. Die Formulierung der Regeln erwies sich als zu komplex und konnte nicht weiter vereinfacht werden.

## Regelformulierung

Zur Erstellung der Regeln wurde in der Prüfsoftware QCheck ein Regeleditor integriert. Dieser bietet die Möglichkeit in einer Oberfläche der Software die Parameter einer Regel zu definieren und die Eingaben auf Konformität zu prüfen. Schließlich wurden die gesammelten Qualitätskriterien als Regeln umgesetzt und in der Prüfsoftware abgebildet.

The screenshot displays the QCheck Regeleditor interface with the following fields and values:

- Parent RuleSet:** B2 - Profilbestand
- Priority:** 0
- Name:** Profil passt nicht in Lager 1
- Description:** (empty text box)
- when (condition):** p : Profile(length > 6.0 || weight > 100)
- then (action):** error("Profil passt nicht in Lager 1", p);

Abbildung 6: Beispiel einer Regelerstellung

Die für die Prüfung einer bestimmten Unterkategorie notwendigen Informationen (Geometrie, Attribute, usw.) wurden von AES im neutralen Datenformat (ERM – Enterprise Reference Model) ergänzt. Dadurch wuchs die Informationsdichte in diesem Format mit den Ansprüchen, die aus der Regelerstellung entstanden.

Die Erstellung der Regeln im CAD-internen Prüfmodul CheckMate wurde mit Unterstützung durch Siemens PLM und URO bei FLW durchgeführt. Dabei wurden als Einstieg in die Arbeit mit diesem Modul, die Grundlagen der Programmiersprache "Knowledge Fusion" und deren Nutzung bei der Beschreibung der Regeln in CheckMate erarbeitet. Anschließend wurde aufbauend auf den Ergebnissen aus den ersten Arbeitspaketen ein Prüfkonzept entwickelt und umgesetzt.

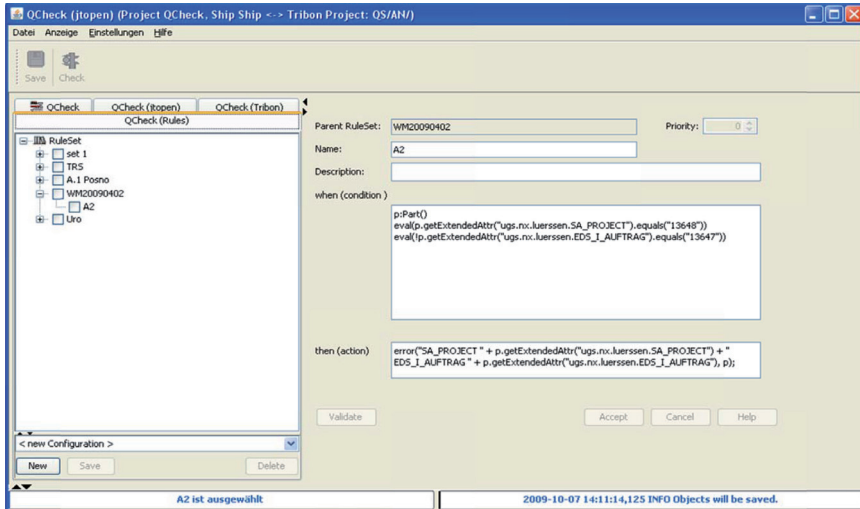


Abbildung 7: Oberfläche des Regeleditors der Prüfsoftware QCheck

## Datenfluss

Das Konzept von Qualiship sah eine Prüfung der Konstruktionsdaten durch eine Software (QCheck) vor, die auf eine neutrale Datenbasis zugreift. Somit mussten die Daten aus den Ursprungssystemen der Industriepartner (UG NX bei FLW; Tribon bei SMK und AYG) in dieser neutralen Datenbasis bereitgestellt werden. Dazu wurde von AES das bereits vorhandene Datenmodell des Enterprise Reference Model (ERM) angepasst und entsprechende Schnittstellen erstellt bzw. erweitert.

## Datenbereitstellung aus UG NX

Für die Bereitstellung der Konstruktionsdaten aus dem UG NX Umfeld bei FLW wurde ein Export aus dem PDM-System Teamcenter Engineering vorgesehen. Dabei wurden die Daten im JT- bzw. im XML-Format exportiert. Über die JT-Daten wurden die Geometrie, die Baugruppenstrukturen sowie in NX erzeugte Attribute übertragen. Das XML-Format transportierte zusätzliche Metadaten, die zur Verwaltung in Teamcenter vorhanden sind. Dazu gehören weitere Attribute, Freigaben und andere Informationen.

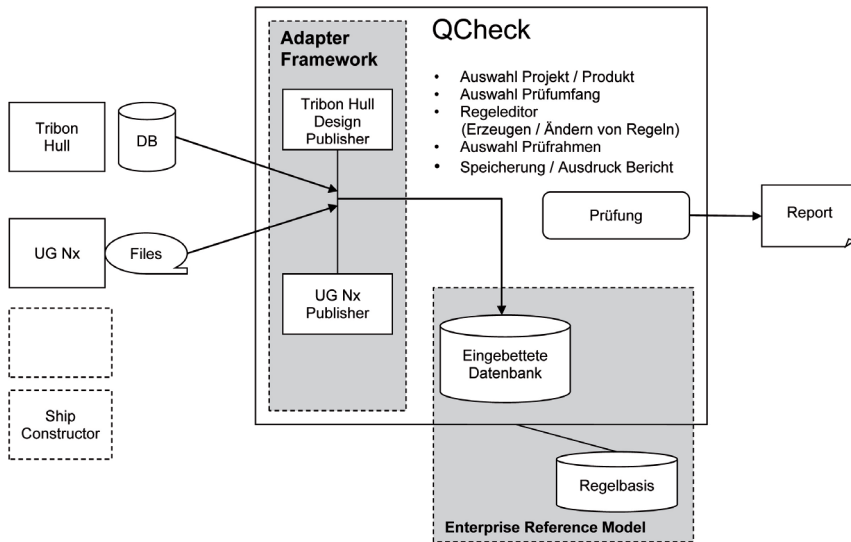


Abbildung 8: Datenflusskonzept Qualiship

## Zusammenfassung

### Ergebnisse der Fehleranalyse

Bei der Auswertung der Fehlerdatenbank waren die wichtigsten Erkenntnisse folgende:

- die meisten Fehler entstehen in der Sektionskonstruktion (Detail Design)
- die meisten Fehler werden erst in der Fertigung entdeckt
- der Entdecker eines Fehlers ist meistens nicht für die Behebung zuständig

Aus diesen Erkenntnissen resultieren folgende Schlussfolgerungen:

- die Prüfung der Konstruktion sollte während oder zumindest zum Ende der Sektionskonstruktion (Detail Design) durchgeführt werden
- das Prüfwerkzeug muss leistungsfähige Möglichkeiten zur Dokumentation und Weitergabe der gefundenen Fehler besitzen

Ein der wichtigsten Erkenntnisse aus der Auswertung der Fehlerdatenbank war, dass neben den Fehlern, die durch ein Versehen entstehen, besonders viele Fehler durch mangelhafte Kommunikation verursacht werden. Dies führte zu einer genaueren Betrachtung der Kommunikationsprozesse und mündete in ein aktuell laufendes internes Projekt zur Optimierung der Abläufe in der Konstruktion.

### Qualitätsprüfung vorher/nachher

Die Auswertung der Fehlerdatenbank ergibt folgendes Bild der Verteilung der Fehler auf verschiedene Themen und Zeitpunkte im Prozess. Die Farben stehen für die verschiedenen Unterkategorien A1 bis G2 (siehe Legende rechte Seite), die in Qualiship identifiziert wurden.

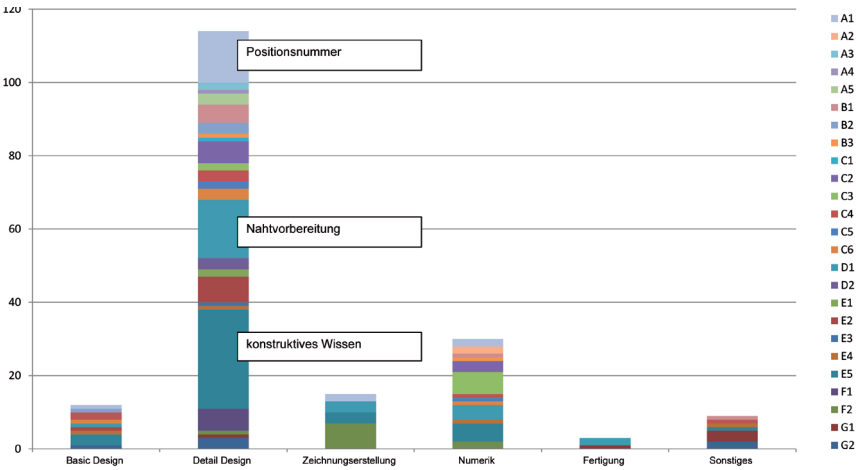


Abbildung 9: Anzahl Fehler vor Qualitätsprüfung

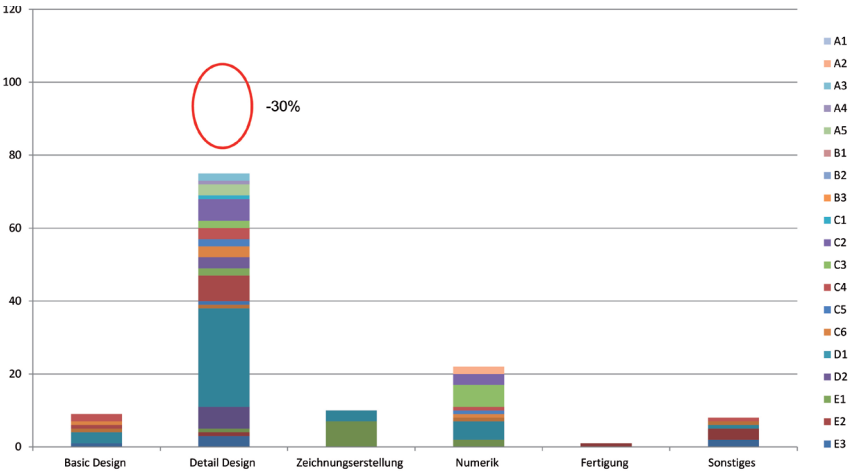


Abbildung 10: Anzahl Fehler nach Qualitätsprüfung



## **Nutzen CheckMate**

Der Konstrukteur kann seine Konstruktionsdaten einer Sektion jederzeit mit dem eingeführten Prüfprogramm schnell prüfen und die Ergebnisse in einem Protokoll festhalten. Als Abschluss seiner Arbeiten muss er dieses Protokoll dem jeweiligen Fachkoordinator vorlegen. Durch diesen standardisierten Prozess werden Fehler in den Daten und Unterlagen frühzeitig erkannt und behoben.

## **Nutzen Design Reviews**

Als Ergebnis der konzeptionellen Arbeiten in Qualiship sind die Design Reviews inzwischen ein fester Bestandteil des Konstruktionsablaufes im Schiffbau bei FLW. Die Akzeptanz dieser Maßnahme ist bei allen Beteiligten sehr hoch, da rechtzeitig verbindliche und eindeutige Absprachen getroffen werden können und damit der Abstimmungs- und Korrekturaufwand reduziert wird.

Vorteile:

- Die Konstruktion wird optimiert. Die Konstrukteure bekommen eine direkte Rückmeldung zu ihrer Konstruktion aus der Fertigung. Die Erfahrungen der anwesenden Fachleute werden direkt ausgetauscht und führen zu einem gemeinsamen, besseren Verständnis.
- Fertigungsfolgen werden detailliert durchgesprochen. Fertigung und Arbeitsvorbereitung werden über die anfallenden Arbeiten informiert und vorbereitet.

## **Nutzen QCheck**

Die in Qualiship entstandene Software QCheck wird in Zukunft bei der Abnahme von Konstruktionsdaten von einem Unterauftragnehmer zum Einsatz kommen. Bei der Zuarbeit eines Konstruktionsdienstleister können sich beide Seiten einen Eindruck von der Qualität der gelieferten Informationen verschaffen. Es werden teure Fehlerbehebungen und die damit verbundenen Diskussionen während der Fertigung vermieden.

Ein allgemeiner Nutzen durch Qualiship liegt bei FLW in der Sensibilisierung der Mitarbeiter für Fehlerquellen und Möglichkeiten zum Auffinden von Fehlern durch die im Rahmen von Qualiship durchgeführte Umfrage.

## Ausblick

Das Verbundvorhaben hat zum einen Potenziale zur Effizienzsteigerung der schiffbaulichen, integrierten Konstruktions- und Fertigungsprozesse aufgezeigt. Zum anderen konnten die Möglichkeiten regelbasierter Verfahren in Bezug auf Qualitätsanforderungen im Kontext schiffstechnischer Anwendungen analysiert werden. Die implementierten Labormuster sind geeignet, die verfolgten Ziele nachvollziehbar bewerten zu können und darauf aufbauend weitergehende Anwendungen zu entwickeln. Aufgrund der Erkenntnisse formulieren die Projektpartner Ziele, die zukünftig erreicht werden sollen:

- durch die Erfassung, Aufbereitung sowie Speicherung und den darauf aufbauenden rechnerbasierten Einsatz von schiffstechnischem und maschinenbaulichem Wissen den schiffstechnischen Entwicklungs- und Konstruktionsprozess insgesamt effizienter und sicherer gestalten zu können,
- die zu entwickelnden, den schiffstechnischen Entwicklungs- und Konstruktionsprozess unterstützenden Methoden so zu gestalten, dass eine fortlaufende Pflege und Erweiterung der Wissensbasis effizient und fehlerfrei erfolgen kann,
- durch einen grundlegend neuartigen Ansatz dazu beizutragen, dass neue schiffstechnische Systeme und Dienstleistungen in dem sich dynamisch verändernden globalen Markt weiterhin konkurrenzfähig angeboten werden können.

Um diese Ziele erreichen zu können soll untersucht werden, wie der Zugang zu schiffstechnischem Wissen aus internen und externen Quellen effizient strukturiert und organisiert, und wie dieses Wissen nachvollziehbar und sicher abgelegt und in den beteiligten maritimen Unternehmen bereitgestellt werden kann. Im Fokus steht dabei nicht die Erzeugung von neuem Wissen, es wird vielmehr davon ausgegangen, dass das schiffstechnische Wissen bereits vorhanden ist, wenn auch vielfach nicht in einer Form, die dessen effiziente und sichere Anwendung unter den genannten Randbedingungen ermöglicht. Als ein wichtiges Ergebnis werden Methoden sowie darauf aufbauende Werkzeuge für die Formulierung, Ablage und Verteilung von fragmentiertem und damit vielfach konkret adressierbarem schiffbauspezifischem Wissen angestrebt. Dazu müssen Softwarelabormuster erstellt werden, in denen die Inhalte in für den schiffstechnischen Entwicklungs- und Konstruktionsprozess geeigneten, unterschiedlichen Repräsentation abgebildet werden können. Ein derartiges Werkzeug kann als „Wissensdepot“ bezeichnet werden.

Ein weiterer Schwerpunkt ist die Definition und Realisierung von Zugriffsmechanismen auf den Wissensserver um schiffstechnisches Wissen strukturiert ablegen und darauf aufbauend suchen zu können. Die unterschiedlichen Anwendungsfälle für die Nutzung von bereitgestelltem Wissen im Schiffserstellungsprozess müssen unter Anwendung dieser Schnittstellen zum Wissensserver konkretisiert werden. Als Zielszenarien sind Aspekte des Schiffsentwurfs, der Klassifikation, der Detailkonstruktion sowie der Einrichtungs- und Ausrüstungsplanung anzusehen.

Die angestrebten Anwendungsszenarien werden in erster Linie an der Schnittstelle zwischen den verschiedenen schiffstechnischen Aufgabenbereichen wie Stahlstruktur, Maschinenbau, Ausrüstung, E-Technik und Automatisierung definiert. Gerade in Bereichen mit einer interdisziplinären Kompetenzüberschneidung ist eine effiziente Verwaltung und Bereitstellung des jeweils fachspezifischen Wissens, das oft implizit in den eingesetzten CAD/CAE-System bzw. PDM-Systemen enthalten ist, in einer fachübergreifend verständlichen Form ein entscheidendes Erfolgskriterium. Als grundlegende, durchgängig zu beachtende Randbedingung wird davon ausgegangen, dass nicht ein Werkzeug (Software) entstehen kann sondern der Vielfalt der Wissensrepräsentationen und Einsatzszenarien zwingend Rechnung zu tragen ist. Es werden deshalb Methoden und Verfahren zu entwickeln sein, mit deren Hilfe die strukturierte Vernetzung des bereits vorhandenen und zukünftigen schiffstechnischen Wissens möglich ist.

### **Danksagung**

Die hier vorgestellten Ergebnisse wurden im Rahmen des vom BMWi geförderten Projektes QualiShip (Förderkennzeichen: 03SX230) erarbeitet. Wir danken dem BMWi für die Förderung und den beteiligten Projektpartnern für die fruchtbare Zusammenarbeit.

# **BEKAS – Beschichtungsgerechte Kanten im Schiffbau durch thermische Bearbeitungsverfahren**

Frank Roland, Matthias Krause, Center of Maritime Technologies e. V.;  
Matthias Neumann, IMAWIS – Maritime Wirtschafts- und Schiffbau-  
forschung GmbH; Ulf Jasnau, Schweißtechnische Lehr- und Versuchsanstalt  
Mecklenburg Vorpommern; Mario Anders, Fraunhofer IPA – Anwendungs-  
zentrum Rostock; Sascha Buchbach, Fraunhofer IFAM, Bremen

## **1 Einleitung und Zielsetzung des Vorhabens BeKaS**

Infolge wachsender Umwelt- und Sicherheitsstandards sowie durch den Trend zu größeren Wartungs- und Reparaturzyklen sind die Anforderungen an den Korrosionsschutz schiffbaulicher Strukturen deutlich gestiegen. Eine weitere Verschärfung bedeutet der seit 2008/2009 verbindliche Performance Standard For Protective Coating [1]. Diese Norm fordert u. a. für Ballastwassertanks aller Schiffstypen und für Doppelhüllen von Bulkern für alle „Freien Kanten“ einen Kantenradius von  $>2\text{mm}$ . Eine Ausweitung dieses Standards auf weitere Schiffstypen und -bereiche ist in Diskussion.

Die Kantenbearbeitung erfolgte bislang durch manuelles Nachschleifen. Im deutschen Schiffbau werden bereits heute für die Ausführung von „Putz- und Schmirgelarbeiten“ an einem mittelgroßen Containerschiff ca. 10.000 Stunden als realistisch angesehen. Der Umfang beschichtungsrelevanter Kantennachbearbeitung und das darin liegende Rationalisierungspotential werden zudem durch die Tatsache deutlich, dass je nach Schiffstyp und Bauweise etwa 25 bis 50% aller Kanten keine Schweiß-, sondern zu konservierende Freie Kanten sind. Bei Verschärfung der Korrosionsschutzstandards würde sich nach einer Studie für eine deutsche Werft bei Einführung hocheffektiver Schweißverfahren in einer Fertigungslinie für Flachsektionen der Anteil von Schleif- und Nacharbeiten am Gesamtaufwand annähernd verdoppeln und der entstehende Engpass die Wirtschaftlichkeit der Investitionen gefährden, wenn keine effizientere Lösung gefunden wird [2]. Angesichts hoher Lohnkosten in Deutschland und Europa muss für die Kantenbearbeitung dringend eine Lösung gefunden werden, die zufriedenstellende Standzeiten der Beschichtung sicherstellt.

Systematische Untersuchungen zu den vielschichtigen Zusammenhängen: Qualität der Kantenausführung – Art des Beschichtungssystems – Technologie der Beschichtungsausführung – Korrosionsbelastung – Korrosionsbeständigkeit – waren zu Beginn des Vorhabens BeKaS nicht zugänglich. Dadurch hatten die Werften wenig Spielraum, gegebenenfalls überhöhten Forderungen von Seiten der Reeder und ihrer Bauaufsichten bzw. der

Farbenhersteller entgegenzutreten. Nicht selten wird von Auftraggeberseite versucht, die Verwendung eines preiswerteren Farbauftrags durch mehr Aufwand in der Oberflächenvorbereitung zu kompensieren, was dann im Regelfall zu Lasten der Werften geht. Der eindeutige wissenschaftliche Beweis zum Effekt der Kantenrundung für die im maritimen Bereich eingesetzten Beschichtungssysteme existiert derzeit nicht. Die Erfahrungen deutscher Werften zeigen demgegenüber, dass bei nur gebrochenen Kanten und ordnungsgemäßer Farbapplikation („Vorlegen“) extrem korrosionsbelastete Schiffsbereiche noch nach vielen Jahren Betrieb keinerlei Korrosion zeigen.

Ausgehend von der oben dargestellten Problemlage wurden für das Vorhaben BeKaS die folgenden Gesamtziele herausgestellt:

- Schaffung verfahrenstechnischer Voraussetzungen für eine weitgehende Substitution manueller spanender Kantennachbearbeitung ebener Bauteile durch thermische Bearbeitung mit Laser oder Plasma in Erwartung der Vorteile höherer Bearbeitungsgeschwindigkeiten, berührungsloser Bearbeitung ohne große Schnittkräfte, Shaping der Kante durch Oberflächenspannung, hoher Standzeiten der Werkzeuge sowie guter Prozessintegration und Automatisierbarkeit;
- Untersuchung einer optimalen Prozessintegration der genannten thermischen Verfahren einschließlich der Definition der resultierenden Anforderungen an Anlagentechnik, Logistik und Arbeitsvorbereitung unter den Bedingungen verschiedener Schiffstypen und Werften;
- Schaffung einer soliden wissenschaftlichen Basis für die objektive Bewertung der korrosionsschutztechnischen Zusammenhänge: Kantenvorbereitung, Beschichtungssystem und -ausführung, Korrosionsbelastung und -beständigkeit für mechanische und thermische Verfahren zur Nutzung in der Werftpraxis, zur Bewertung und Modifizierung von Normen und zur Erreichung der Verfahrenszulassung.

Die Teilziele, Arbeitskomplexe und Projektpartner sind in Abbildung 1 dargestellt. Unterstützt wurde das Konsortium durch eine Gruppe Industrieller Kooperationspartner, zusammengesetzt aus Flensburger Schiffbau-Gesellschaft, Blohm + Voss Nordseewerke, Peene Werft, Meyer Werft, Wadan Yards MTW sowie DNV Germany. Die fünf Werften leisteten Beiträge zur praxisgerechten Entwicklung, DNV als Klassifikationsgesellschaft begleitete das Vorhaben mit Blick auf die Verfahrenszulassung und Einhaltung internationaler Regeln und Vorschriften zum Korrosionsschutz. Die Kooperationspartner unterstrichen mit ihrer Teilnahme das hohe Interesse der Endanwender an Lösungen für die effiziente Kantenbearbeitung.



Abbildung 1: Teilziele (l.) und Arbeitskomplexe (r.) des Verbundvorhabens BeKaS

## 2 Forschungsergebnisse

### 2.1 Thermische Verfahren zum Runden Freier Kanten

#### 2.1.1 CO<sub>2</sub>-Laser

Im Fokus des Teilvorhabens 2 standen die Entwicklung des Verfahrens zur reproduzierbaren Herstellung von Kantenradien  $R = 2\text{mm}$  und  $R = 1\text{mm}$  mit dem CO<sub>2</sub>-Laser, die Modifizierung notwendiger Anlagenperipherie und die sichere Verfolgung der Bauteilkanten durch Sensoreinsatz. Folgende Ausstattung stand zur Verfügung:

- 5-Achs-Portalmaschine Pedilas 8040 - Fa. Schuler / Held, CNC-gesteuert, Arbeitsbereich 6000 x 3200 x 1000 mm (LxBxH)

- Laserquelle Rofin Sinar TR 100/ 10 kW CO<sub>2</sub> und Laserquelle Rofin Sinar TR 050/ 5kW CO<sub>2</sub>
- Schweißköpfe (Brennweiten 250 u. 350 mm)
- Schweißkopf mit Linienoptik und 350 mm Brennweite
- Scannersystem Fa. ILV
- Optisches Nahtverfolgungssystem Fa. IBS mit Lasertriangulations-sensor der Fa. Falldorf

Die Verfahrensentwicklung wurde mit Vorversuchen begonnen und in Hauptversuchen mit modifizierten Bearbeitungen statistisch abgesichert. Basis waren schiffbauliche Probebleche aus Material GL-A, GL-A36, s = 10mm, die durch die beteiligten Werften als Zuschnitte für die Versuche beigestellt wurden. Bei den Vorversuchen lag das Hauptaugenmerk auf der Ermittlung wesentlicher Einflussgrößen zur Beeinflussung der Kantenformung sowie der Ermittlung der Basisparameter einer Bearbeitung. Es wurden u. a. Tests zum Identifizieren möglicher Verfahrensvarianten der Kantenbearbeitung durchgeführt wie (1) Umschmelzen ohne Materialabtrag (He als Prozessgas), (2) Umschmelzen zzgl. Abtrag (Mischgas mit aktivem Anteil) und (3) Abtragen und nachfolgend Umschmelzen (2-geteilter Prozess). Das Versuchsprogramm enthielt weiterhin Untersuchungen zur Variation von Laserleistung, Fokusslage, Vorschub, Anstellung des Laserstrahls zur Kante, Bauteillagen sowie die Strahlmodifizierung durch Einsatz einer Linienoptik bzw. die oszillierende Auslenkung des Laserstrahls über ein Scannerspiegelsystem.

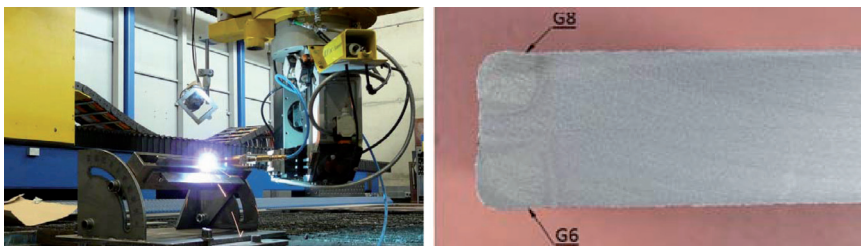


Abbildung 2: Bearbeitung Kante (l.), Makroschliff (r.)

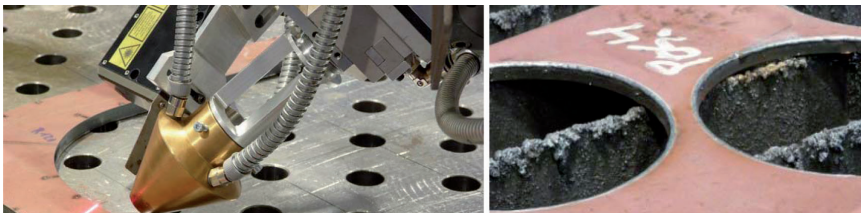


Weiter wurden eine Düse mit koaxialer Gaszuführung erarbeitet und basierend auf Versuchen nach statistischem Plan stabile Parameter zur Kantenbearbeitung ermittelt. Zur Erzielung einer gleichmäßigen Verrundung wurde die Bearbeitung mit einem 2-Komponentengas aus Helium und Sauerstoff qualifiziert. Einige geeignete Parametersätze für verschiedene Kantenradien zeigt Tabelle 1.

| Kantenradius R | Laserleistung PL | Fokuslage z | Neigungswinkel Laser $\gamma_L$ | Vorschub vL |
|----------------|------------------|-------------|---------------------------------|-------------|
| 1,0 mm         | 3,3 kW           | +2 mm       | 142°                            | 3,0 m/min   |
| 2,0 mm         | 7,5 kW           | +6 mm       | 139°                            | 2,45 m/min  |

*Tabelle 1: Geeignete Parametersätze für ausgewählte Kantenradien*

Für den Einsatz in der Praxis wurden Strategien der sicheren Kantenverfolgung mit dem eingesetzten Sensorsystem entwickelt und an unterschiedlichen Bauteilgeometrien und Blechdicken getestet. Die Untersuchungen wurden in enger Abstimmung mit DNV durchgeführt. Basierend auf den Ergebnissen der statistischen Versuche und den durchgeführten Korrosionsschutzuntersuchungen erreichte das Verfahren ein Approval in Principle. Mittels CO<sub>2</sub>-Laser können korrosionsschutzgerechte Kantengeometrien für seewasserführende Bereiche im Schiff adäquat zur bisherigen manuellen Bearbeitung generiert werden.



*Abbildung 3: Modifizierter Bearbeitungskopf inkl. Sensorik (l.), Test Bauteilgeometrie (r.)*

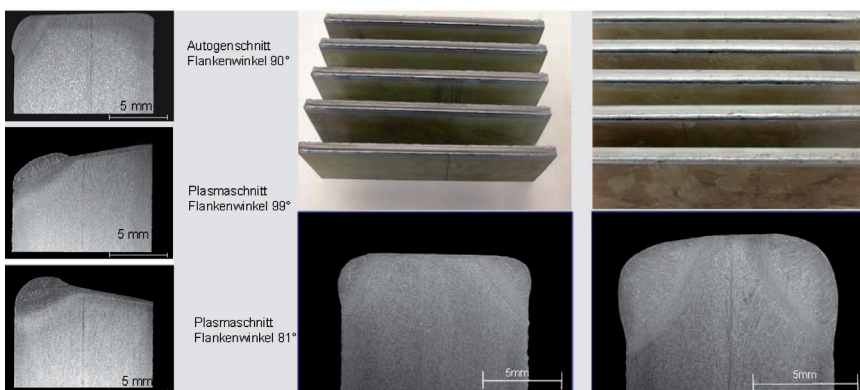
### **2.1.2 Festkörperlaser**

Teilvorhaben 3 galt der Entwicklung des Verfahrens für den Einsatz von flexiblen Festkörperlaser für die Kantennachbearbeitung und geeigneter Gerätetechnik unter Berücksichtigung der Arbeitssicherheit. Die in den Versuchen eingesetzten fasergeführten Hochleistungslasersysteme sind in Tabelle 2 näher beschrieben.

|                                    | Faserlaser Fa. IPG | Fasergekoppelter<br>Diodenlaser Fa. Laserline |
|------------------------------------|--------------------|---|
| Leistung [kW]                      | 10                 | 6   |
| Wellenlänge [nm]                   | 1.070 +/- 5        | 900-990                                       |
| Kollimation [mm]                   | 120, 125           | 100   |
| Brennweite [mm]                    | 200, 250, 300      | 100   |
| Faserdurchmesser [ $\mu\text{m}$ ] | 200                | 1.000   |

*Tabelle 2: Übersicht der wesentlichen Daten der getesteten Lasersysteme*

Die zunächst durchgeführten Vorversuche erwiesen sich als enorm wichtig, da hier die Eingangsdaten für eine aussagekräftige statistische Planung festgestellt wurden. Abbildung 4 links zeigt einige ausgewählte Resultate der Vorversuche und macht vor allem die Abhängigkeit des Bearbeitungsergebnisses vom Ausgangsparameter „Schnittkante“ bzw. „Schnittkantenwinkel“ deutlich. Die abgebildeten Kanten wurden mit demselben Parametersatz bei einem Vorschub von 2,5 m/min erzeugt. Die unterschiedlichen Resultate führen zu der Schlussfolgerung, dass bei den statistisch basierten Versuchen hinsichtlich des Flankenwinkels der Schnittkante einheitliche und stabile Eingangsbedingungen zu gewährleisten sind. Die Bedeutung des Eingangsparameters „Werkstück“ ist also neben den Strahlparametern nicht zu vernachlässigen. Dies ist für eine praktische Umsetzung im Werftbetrieb von erheblicher Bedeutung, da die einzuhaltenden Bedingungen an das Werkstück erheblich höher sind als für die gegenwärtige weitere Verarbeitung ohne eine automatisierte und thermische Kantenbearbeitung.



*Abbildung 4: Abhängigkeit der Bearbeitungsergebnisse bei Blechposition 90° und Winkel Laserstrahl 110° vom Flankenwinkel der im Zuschchnitt erzeugten Schnittkante (l.); Mit Faserlaser für Korrosionsuntersuchungen bearbeitete Proben (m.  $r = 1\text{ mm}$ ; r.  $r = 2\text{ mm}$ )*

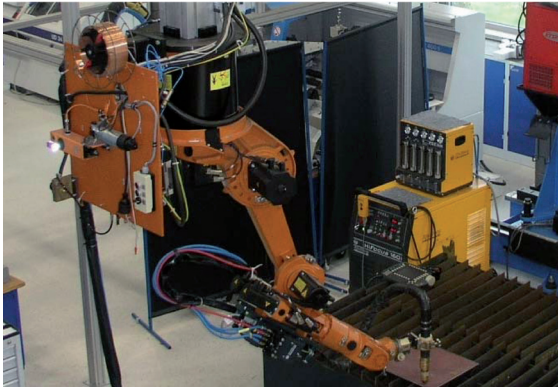
Die aus den Vorversuchen resultierenden Erfahrungen und Ergebnisse führten zur Festlegung von Parametern für die Bearbeitung der ersten für die Korrosionsprüfung zur Verfügung zu stellenden Proben. Dabei wurden Kantenradien von 1 mm und von 2 mm angestrebt und realisiert (Abbildung 4 rechts). Die unterschiedlichen Kantenradien wurden mit jeweils konstantem Vorschub 1,5 m/min und variierter Leistung und Fokusslage realisiert.

Die Testbleche wurden dann durch die Firma Mühlhan beschichtet und am IFAM Korrosionsprüfungen unterzogen. Die Qualifizierung von Werkzeugen und Prozess zum Kantenrunden wurde mit einem Approval in Principle von DNV abgeschlossen. Damit wurden die Voraussetzungen für einen erweiterten Einsatz von Festkörperlasern im Schiffbau geschaffen. Als weitere Ergebnisse des Teilprojektes der SLV M-V liegen vor:

- Einheitliches geometrisches Bezugssystem für alle Verfahrensentwickler und nachfolgende Nutzer zum Verständnis der durchgeführten Bearbeitungen;
- Lastenheft für ein Festkörperlasergesamtsystem;
- Spiegelbasierter Bearbeitungskopf für Festkörperlaseranwendungen mit integriertem Scanner zur schnellen Strahlablenkung;
- Sicherheitskonzept inklusive Risikoanalyse für den Einsatz von Festkörperlasern zum Kantenrunden für den Anwendungsfall "Flachsektionsbau"

### **2.1.3 Modifizierte Plasmaschneidsysteme**

Versuchstechnik: Für die Versuchsdurchführung stand eine konventionelle Plasmaschneidanlage, die Hi Focusplus 160i, mit einem Roboterbrenner (PerCut 170-2 Robo) und einer Gasmischeinheit (PGE-HM der Kjellberg Finsterwalde Plasma und Maschinen GmbH) zur Verfügung. Die Plasmaanlage wurde an einen 6-achsigen Schweißroboter KR15 von der KUKA Roboter GmbH, der an einem 3-achsigen Portal über Kopf hängend angebracht wurde, adaptiert, Abbildung 5. Weiter kam eine kompakte Inverterstromquelle der Firma SBI mit einer Leistungsregelung von  $I = 5\text{--}500\text{ A}$  und integrierter Gasregeleinheit zum Einsatz, die zum WIG- und Plasmaschweißen eingesetzt werden kann. Verschiedenste Parameter konnten genau eingestellt und überwacht werden. Für das WIG-Schweißen kam die Kempotig AC/DC 250 zum Einsatz.



*Abbildung 5: Versuchsstand Plasmaprozess*

Werkstoffe und Zusatzwerkstoffe: Für Vorversuche stand S 235 und S 355 mit 10 und 12 mm Blechdicke zur Verfügung. Für die Hauptversuche wurde Schiffbaustahl GL A36 (Blechdicke 10 mm, Plasmaschnitt und Primerbeschichtung) von den Werften geliefert. Plasmaschneidgase ( $H_2$ ,  $O_2$ ,  $N_2$ , Ar, Luft), Wirbelgase ( $O_2$ ,  $N_2$ , Ar, Luft) und Gemische aus diesen Hauptgasen konnten durch die PGE-HM realisiert werden. Plasmaschweißgase, WIG-Schweißgase und Schutzgase (Ar, Ar/ $H_2$  [5 und 15%-iger  $H_2$ -Anteil]), (Ar/He [30%-iger He-Anteil]) standen in Flaschensystemen zur Entnahme bereit.

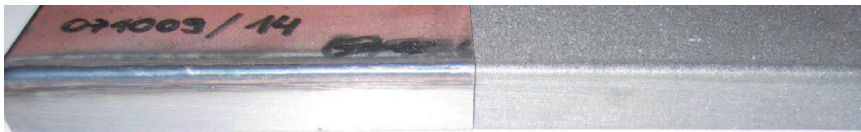
Versuchsdurchführung: Die Plasmaschneidversuche wurden jeweils mit handelsüblicher Technik durchgeführt. Dabei konnten Parameter (Schneidgase, Wirbelgase, Stromstärke, Gasdrücke usw.), Technologien (lt. Kjellberg: F und Hi Focus-Technologie), Düsenkonfiguration etc. variiert werden. Rundungen, Fasen und sonstige Materialabträge wurden im Vorfeld nicht ausgeschlossen, um ein breiteres Spektrum an Möglichkeiten der Kantenbearbeitung zu erhalten. Als Ansatz für Parameteränderungen im Plasmaschneidbereich gab das DVS Merkblatt 2103 einige Hinweise, die im Versuchsverlauf getestet wurden. Die Plasmaschweißversuche wurden mit einem herkömmlichen Handbrenner, der am Roboter adaptiert wurde, durchgeführt. Der Handbrenner der Firma Alexander Binzel Schweißtechnik stellt, bedingt durch die Größe, 150 A Stromstärke bereit. Der handelsübliche WIG-Schweißbrenner lieferte 250 A.

Ergebnisse: Mittels Plasmaschneidbrenner konnten verschiedene Materialabträge realisiert werden. So konnte z. B. eine Fase mit herkömmlicher Schneidtechnik und Brennerkonfiguration für 2 mm Materialdicke nach dem Schnitt in hoher Geschwindigkeit erzielt werden. Eindeutige Rundungen konnten bei Schneidversuchen mittels Plasmabrenner jedoch nicht hergestellt werden.

Umschmelzungen bzw. Materialabtrag mit anschließender Umschmelzung durch den Plasmaschneidbrenner konnten aufgrund des leistungsstarken direkten Plasmaverfahrens zunächst nicht durchgeführt werden. Jedoch zeigten Versuche in Zusammenarbeit mit der Firma Kjellberg mit einem Brenner größerer Leistung, dass ein indirekter Lichtbogen oder ein großer Brenner mit großem Düsenaustritt kombiniert mit geringen elektrischen Energien das Problem umgehen kann. Die angewandten Brenner- und Parameterkombinationen werden in weiteren Untersuchungen verifiziert. Derzeit sind Bearbeitungsgeschwindigkeiten von 3,5 m/min möglich und könnten mittels größeren Stromquellen weiter gesteigert werden.

Mit dem Plasmaschweißen konnten Verrundungen hergestellt werden, Abbildung 6. Die Reproduzierbarkeit wurde mit statistischen Prozessmodellen nachgewiesen. Zurzeit können Geschwindigkeiten in waagerechter Position von 2,5 m/min und in fallender und steigender Position von 2 m/min erzielt werden. Größere Rundungen können nur unter Reduzierung der Bearbeitungsgeschwindigkeiten erreicht werden.

Zusätzlich zum Plasmaschweißen wurden in weiteren Versuchen WIG-Brennern mit bis zu 250 A Stromstärke erprobt. Der ruhige Lichtbogen mit seiner geringen Einschnürung überträgt die Energie zufriedenstellend. Die Kantenverrundung zeigt gegenüber dem Plasmaschweißprozess ähnliche Bearbeitungsgeschwindigkeiten bei gleichem Verrundungsergebnis. Ein Vorteil des WIG-Lichtbogens ist, dass bei geringen Abweichungen von der Bearbeitungslinie der Lichtbogen die Kante relativ „selbständig“ findet.



*Abbildung 6: Umgeschmolzene Kante vor und nach dem Sandstrahlen*

Der Einsatz der Plasmaschweißtechnologie konnte an realen Bauteilen an Originalkonturen im werftähnlichen Szenario getestet werden. Dabei wurden in sogenannte Hollandprofile Wasserlauföcher mit dem Plasmaschneidverfahren gebracht, an denen direkt im Anschluss mit demselben Handhabungsroboter und einem adaptierten Plasmaschweißbrenner die Schnittkanten bearbeitet wurden. Der Vorteil der Plasmaschweißtechnologie, dass der Lichtbogen die Unterkante mit einem von oben kommenden Brenner umschmelzen kann, konnte an diesem praxistypischen Beispiel ausgenutzt werden.

## 2.2 Korrosionsmechanismen beschichteter Freier Kanten

Im Teilvorhaben 5 wurden Prüfmethode entwickelt, die eine Bewertung des Einflusses der Kantenbehandlung, sowohl mittels der klassischen als auch der thermischen Verfahren auf die Korrosionsschutzwirkung organischer Beschichtungssysteme auf einer wissenschaftlich gesicherten Basis erlauben. Es wurden sowohl elektrochemische Verfahren als auch Auslagerungs-Prüfmethode konzipiert und angewandt.

Die elektrochemischen Methoden (hier elektrochemische Impedanzspektroskopie EIS) wurden eingesetzt, um die Mechanismen der Korrosion an der Kante zu untersuchen. Messzellen zur Untersuchung von Kantenphänomenen für einen vergleichbaren Anwendungsfall waren bislang nicht verfügbar und wurden im Rahmen des Projektes entwickelt.

Die Kenntnis der Korrosionsmechanismen ist unabdingbar für die Bewertung von Korrosionsvorgängen. Nur wenn bekannt ist, welche Mechanismen ablaufen (hierzu gehören auch die Vorgänge, die eine Haftung der Beschichtungssysteme an der Kante beeinträchtigen können), kann eine Korrosionsschutzmaßnahme sicher bewertet werden. Die bislang definierten Prüfverfahren (ISO 12944, ISO 20340 und IMO-Resolution MSC 81/WP.13, Annex 3) beziehen sich auf die flächigen Bereiche beschichteter Platten. Kanten werden bewusst nicht bewertet. Zur gezielten Untersuchung der Korrosion von Beschichtungssystemen an Kanten unter möglichst praxisnahen Bedingungen (Wellenbewegung, geheizte / gekühlte Zonen, Zonen mit Nass-Trockenzyklen) müssen geeignete Prüfvorrichtungen entwickelt werden.

Mit diesem Teilvorhaben soll ein wissenschaftliches Verständnis folgender komplexer und vielschichtiger Zusammenhänge erzielt werden:

- Qualität der Kantenausführung,
- Art des Beschichtungssystems,
- Technologie der Beschichtungsausführung,
- Belastungskollektiv (mechanische, thermische und korrosive Belastung),
- Korrosionsbeständigkeit



### 2.2.1 Problemstellung und Voraussetzungen

Wie in Abbildung 7 links zu sehen ist, können freie Kanten einen beträchtlichen Teil einer vor Korrosion zu schützenden Stahlkonstruktion ausmachen. Es ist auch aus der Korrosionsschutzpraxis bekannt, dass Beschichtungsabbau und Korrosion bevorzugt an Kanten einsetzen, wofür sich einige Beispiele in Abbildung 7 rechts finden.



*Abbildung 7: Beispiele für zu schützende Kanten an Stahlkonstruktionen (l.) und für Beschichtungsabbau und Korrosion an Kanten von Stahlkonstruktionen (r.)*

Die Ursache für dieses Phänomen ist nicht abschließend geklärt; es wird oft davon ausgegangen, dass sich an scharfen Kanten eine geringere Trockenschichtdicke einstellt (sog. „Kantenflucht“). Dies resultiert in besonders dünnen Schichten direkt an der Kante, teilweise auch mit fehlender Benetzung.

Für die Beschreibung der Geometrie einer bearbeiteten Kante werden im Korrosionsschutz zwei Gruppen von Kennwerten benutzt: qualitative und quantitative Kennwerte. Ein quantitativer Kennwert ist das so genannte „Brechen“, wie es z. B. im Stahlwasserbau gefordert wird. In dem Zusammenhang wird oft vom mehrmaligen ( $\chi$ ) Brechen unter Einbeziehung des angewendeten Verfahrens gesprochen.

Ein typisches Beispiel hierfür ist das für maritime Stahlkonstruktionen teilweise vorgeschriebene „dreifache Schleifen“ (also  $i = 3$ ). Je höher der Wert für  $i$ , desto besser ist die Kantenqualität. Der Wert  $i = 0$  entspräche einer unbearbeiteten Kante. Ein Kennwert, mit dessen Hilfe die Geometrie einer Kante quantitativ, und somit präziser, beschrieben werden kann, ist der in Abbildung 8 definierte Rundungsradius  $R$ . Die Qualität einer bearbeiteten Kante nimmt mit zunehmendem Rundungsradius zu. Ein Rundungsradius  $R = 0$  entspräche einer unbearbeiteten Kante. Die geforderte Qualität einer bearbeiteten Kante wird im Wesentlichen vom späteren Einsatz der Struktur- bzw. Bauteile bestimmt.

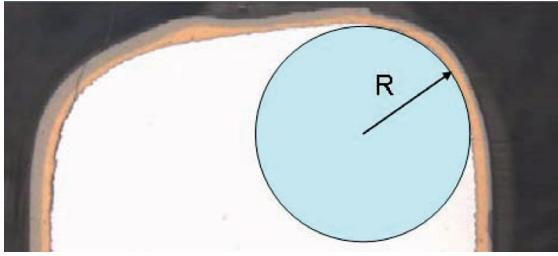


Abbildung 8: Definitionen von Kantenradius „R“

## 2.2.2 Ergebnisse

In der ersten Auslagerung wurden zunächst drei verschiedene Einflussfaktoren betrachtet, und zwar zwei Beschichtungssysteme, Kantenradien von 1 mm und 2 mm (bei Flexbearbeitung zusätzlich noch „Kante brechen“ als Referenz, was mit 0 mm bezeichnet wurde) und fünf Kantenbearbeitungsverfahren, darunter die drei in BeKaS neu entwickelten thermischen.

Versuche im Kondenswasserkonstantklimatetest nach DIN EN ISO 6270-2 ergaben im Untersuchungszeitraum von 180 Tagen keine auswertbaren Korrosionserscheinungen, die Versuchszeit erscheint für die untersuchten Proben zu kurz.

Die Ergebnisse der IMO-Auslagerungen und der EIS-Versuche korrelierten im Wesentlichen. Die EIS-Versuche zeigen schneller an, wenn ein erster wirksamer Korrosionsdefekt in der Beschichtung entsteht, in der IMO-Testkammer wird der weitere Verlauf des Korrosionsprozesses dargestellt.

Die Versuche in der IMO-Kammer zeigten einen signifikanten Einfluss durch das Lacksystem. Ein für den Verlauf an der Kante optimiertes Lacksystem wies im IMO-Test eine signifikant bessere Schutzperformance als ein Standard-Lacksystem auf. Für die weiteren Versuche wurde das in der ersten Auslagerungsrunde eingesetzte Standard-Lacksystem verwendet, um im Prüfzeitraum maßgebliche Korrosionseffekte an der bearbeiteten Kante zu erreichen. Für den Kantenradius ergab sich eine grundsätzlich bessere Performance bei 2 mm gegenüber 1 mm, Ebenso konnte ein Ranking der Bearbeitungsverfahren erstellt werden. Des Weiteren lassen die Ergebnisse den Schluss zu, dass weitere maßgebliche Einflussfaktoren für die Schutzperformance der Kante eine wesentliche Rolle spielen. Da nicht alle Parameter im Rahmen des Projektes geprüft bzw. untersucht werden konnten, wurden vier Thesen aufgestellt, die in der dritten Auslagerungsrunde validiert werden sollten. Die Thesen lauten:



1. Ein Einfluss des Kantenradius auf die gemessenen Schichtdicken ist im Rahmen der Versuchsplanung nicht signifikant nachweisbar.
2. Kantenbearbeitungsverfahren und Lacksystem haben maßgeblichen Einfluss auf die Schichtdicke.
3. Der Einfluss der Streuung bei der Applikation kann in der Größenordnung der Einflüsse von Bearbeitungsverfahren und Geometrie liegen.
4. Ein bisheriges Ranking der Kantenbearbeitungsverfahren sieht wie folgt aus: Plasma  $\approx$  Formfräser  $\geq$  Laser  $\gg$  Flex

In der zweiten Auslagerungsrunde wurden Optimierungsversuche zu den Prozessparametern der thermischen Verfahren durchgeführt. Grundsätzlich hat sich gezeigt, dass insgesamt die Schutzperformance gegenüber den Untersuchungen aus der ersten Auslagerungsrunde zugenommen hat. Bei mechanischer Flexbearbeitung mit einem Kantenradius 2,5 mm hat sich gegenüber mechanischer Flexbearbeitung 2 mm eine Verbesserung der Schutzperformance im Kantenbereich gezeigt.

Die nach den ersten beiden Auslagerungsrunden aufgestellten Thesen sollten in der dritten validiert werden. Auch wenn der Einfluss von Kantenradius und Schichtdicke auf der Kante immer wieder formuliert wird, so scheint doch diese Regel aufgrund des wesentlichen Einflusses weiterer Einflussparameter wie Kantenbearbeitungsverfahren und Lacksystem für praktische Anwendungen nicht maßgeblich zu sein (These 2).

Die Validierung der Thesen 1, 2 und 4 gelang mit der Auswertung der dritten Auslagerungsrunde. These 3 ließ sich nicht innerhalb des Projektes verifizieren, ist aber stets bei der Beurteilung der Versuchsergebnisse mit zu berücksichtigen.

Desweiteren wurde die statistische Versuchsplanung um das so genannte „3 Pass Grinding“ als Parameter ergänzt und dieses Kantenbearbeitungsverfahren in die dritte Auslagerungsrunde einbezogen. Es soll gezeigt werden, inwieweit sich dieses Verfahren in das Ranking der Kantenbearbeitungsverfahren eingliedert.

Es zeigte sich in der dritten Auslagerungsrunde, dass durch die Optimierungsprozesse der Verfahrensentwickler sich die Schutzwirkung der Beschichtung verbesserte. Eine Vielzahl der Prüfkörper versagte bei den EIS-Untersuchungen nicht innerhalb der maximal für diese Auslagerungsrunde zur Verfügung stehenden 288 Versuchstage, und somit konnte die Zeit bis zum Versagen als Zielparаметer nicht ermittelt werden. Die Prüfkörper, die

noch keine Defektbildung aufwiesen, werden auch nach Projektende weiterhin untersucht, um ggfs. für Veröffentlichungen weitere Ergebnisse zu erhalten.

Hinsichtlich These 1 kann gesagt werden, dass der Einfluss des Kantenradius, welcher aus Schliffbildern bestimmt wurde, sich als nicht signifikant hinsichtlich der gemessenen Schichtdicken darstellte. Diese These wurde also bestätigt. Ein Grund hierfür wird sein, dass eine einzelne Schichtdicke nachweislich nicht repräsentativ für eine Kante ist, sondern längs der Kante signifikant variiert. Die Konsequenz aus diesem Ergebnis ist, dass ein Kantenradius keine hinreichende Kenngröße für eine reale bearbeitete Kante ist und somit auch technische Richtlinien, in denen ein bestimmter Kantenradius gefordert ist, den realen Praxisfall nur bedingt darstellen.

Der Einfluss des Lacksystems auf die Schichtdicke wurde in der ersten Auslagerungsrunde als signifikant ermittelt, in der dritten Auslagerungsrunde zugunsten weiterer Bearbeitungsverfahren (unbehandelt, 3-pass-grinding) nicht weiter untersucht. Das Ranking der Kantenbearbeitungsverfahren aus der ersten Auslagerungsrunde (Plasma  $\approx$  Formfräser  $\geq$  (CO<sub>2</sub>- und Festkörper-) Laser  $\gg$  Flex) wurde in der dritten Auslagerungsrunde durch die Untersuchungen in der IMO-Prüfkammer im Wesentlichen bestätigt, wenn man berücksichtigt, dass durch die Optimierung bei den Bearbeitungsverfahren eine signifikant bessere Performance erreicht werden kann:

CO<sub>2</sub>-Laser > Plasma = Formfräser = Festkörperlaser = 3-Pass-Grinding > unbehandelt

Insbesondere beim CO<sub>2</sub>-Laser konnte eine wesentliche Performance-Verbesserung erreicht werden, auch der Festkörperlaser hat zur Performance des Formfräasers aufgeschlossen. Es zeigt sich also, dass durch eine Optimierung der Verfahren wesentlich Einfluss auf das Korrosionsverhalten an der Kante genommen werden kann und mittels der genutzten Bearbeitungsverfahren bessere bzw. gleichwertige Ergebnisse wie bei klassischen Bearbeitungsmethoden wie einfaches Kantenbrechen mit der Flex bzw. 3-Pass-Grinding erreicht werden kann.

## **2.3 Untersuchungen zur Übertragung der Ergebnisse in der Praxis**

### **2.3.1 Prozessanalysen**

Das Teilvorhaben 1 begann mit Prozessanalysen mit dem Ziel der quantitativen Erfassung des Aufgabenfeldes Kantenrunden für verschiedene Schiffstypen (RoRo, Kreuzfahrer, unterschiedliche Containerschiffe). Bei den teilnehmenden Werften wurden entsprechende Konstruktions- und

Fertigungsinformationen ausgewertet und zu Kennzahlen („Anzahl / laufende Länge freier Kanten pro Schiff/Jahr/Tonne Stahl“ u. a.) aggregiert. Die Auswertungen wurden zudem nach Kantentypen grob differenziert. Auch Arbeitsaufwände für das praktizierte mechanische Bearbeiten freier Kanten wurden erfragt. Die Prozessanalysen lieferten das Zahlengerüst für die Bewertung von Einsatzszenarien des thermischen Kantenrundens.

### **2.3.2 Qualitätssicherung und Prozessoptimierung**

Voraussetzung für die Erlangung einer Verfahrenszulassung war der Nachweis, dass die in BeKaS entwickelten thermischen Kantenrundungsverfahren geeignet sind, Qualitätsmerkmale wie z. B. definierte Kantenradien sicher und reproduzierbar zu erzielen. Damit dies erreicht werden konnte, wurde die statistische Versuchsplanung (design of experiments, DoE) eingesetzt. Die statistischen Prozessmodelle dienten auch zur Prozessoptimierung und zum Auffinden stabiler Arbeitspunkte (Abbildung 9 links). Wesentliche Ergebnisse der statistischen Analysen sind:

- Beschichtungsgerechte Kantenradien lassen sich mit allen drei thermischen Verfahren reproduzierbar und in unterschiedlichen Bearbeitungslagen erreichen.
- Der Schnittwinkel des verwendeten Ausgangsmaterials beeinflusst das Ergebnis. Der Prozess ist i. A. robust, wenn die Schnittwinkel in einem Bereich von 85°...95° liegen. Für Schnittwinkel von 80°...100° bleibt der Prozess beherrschbar, jedoch müsste dann mit regelungstechnischen Maßnahmen auf veränderliche Schnittwinkel reagiert werden.

Auf Basis der vorgelegten Prozessmodelle und zusätzlich durchgeführter Untersuchungen zur Aufhärtung des Materials wurde von DNV ein Approval in principle erteilt.

### **2.3.3 Einsatzszenarien**

Die thermischen Prozesse sind grundsätzlich flexibel in den verschiedenen Phasen der stahlbaulichen Fertigung vom Teilezuschnitt bis zum Blockbau einsetzbar. Grundsätzlich mögliche Einsatzszenarien wurden zunächst skizziert und wesentliche logistische und technologische Merkmale benannt. Vorzüge und Nachteile der Szenarien wurden dann gemeinsam mit den beteiligten Werften identifiziert. Die vielversprechendsten Szenarien wurden für weitergehende Arbeiten ausgewählt.

Simulationsstudien: Zur Untersuchung des dynamischen Verhaltens beim Kantenrunden im Fertigungsablauf wurden für drei ausgewählte Szenarien

Simulationsstudien unternommen. Es waren dies (A) Kantenrunden an Profilen (Plasmaverfahren, Abbildung 9 rechts), (B) Kantenrunden auf der Paneellinie (Festkörperlaser) und (C) Kantenrunden in der Brennerei (Plasma / CO<sub>2</sub>-Laser). Effekte des Kantenrundens auf die Durchlaufzeit in den jeweiligen Fertigungsbereichen wurden nachgewiesen und quantifiziert. Auch wurden die Auswirkung unterschiedlicher Fertigungslayouts (z. B. Kantenrunden als integrierter Prozess im Zuschnitt oder nachgelagert auf separater Station) oder Belastungsfälle (z. B. Runden aller Freier Kanten oder nur derer in Ballastwasserbereichen) berücksichtigt.

Die geringfügigen Veränderungen der mittleren Durchlaufzeiten in den Studien A und B würden in der Praxis aufgrund ausreichender Kapazitätsreserven keine dauerhafte Verschiebung von Engpässen hervorrufen. Gleichwohl wurde gezeigt, wie der Prozess des Kantenrundens aufgrund von Belastungsspitzen zeitweilig zum Engpass wird und vorgelagerte Stationen blockiert. Hier wären Konsequenzen zu prüfen (abgestimmte Terminplanung, Arbeitsvorbereitung etc.). In Studie C wurde festgestellt, dass einzelne Stationen des betrachteten Fertigungsbereichs ihre Kapazität erheblich aufstocken müssten (zweite/dritte Schicht), um bei im Wesentlichen unveränderten Durchlaufzeiten weiter fertigen zu können.

Kostenanalysen: Auf MS-Excel-Basis wurde ein Werkzeug zur statischen Kostenanalyse bereitgestellt. Es können unterschiedliche Maschinenkonfigurationen gegenübergestellt und für ein angegebenes Arbeitsaufkommen die anfallenden fixen und variablen Kosten errechnet werden. Für den Fall einer Investitionsplanung können die Amortisationszeiträume berechnet und Rentabilitätsabschätzungen durchgeführt werden.

Musterlastenhefte: Werften, die eine Investitionsentscheidung für eine Anlage auf Basis eines der thermischen Verfahren planen, müssen ihre Anforderungen zwecks Vorbereitung der Ausschreibung in einem Lastenheft festhalten. Es wurde ein Musterlastenheft entwickelt, das im konkreten Fall als Vorlage und Leitfaden dient. Neben Hinweisen zu den technisch sinnvollen Lösungen (Einsatzszenarien, Bearbeitungslagen etc.) und Anmerkungen zu den bestehenden Anforderungen hinsichtlich der Anlagentechnik und Sicherheit bietet es Informationen über die spezifischen Anforderungen der einzelnen thermischen Verfahren.

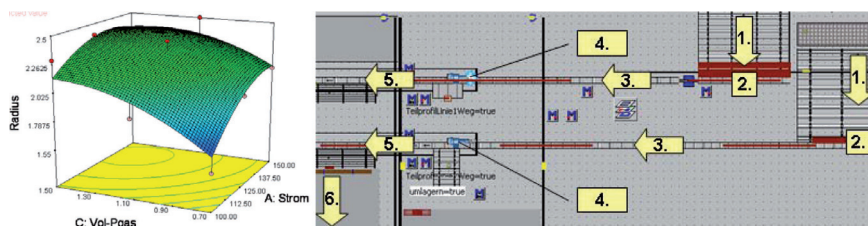


Abbildung 9: Prozessoptimierung (l.) – stabiler Prozess bei  $I=140\text{ A}$  und Plasma-Strom  $1,4\text{ l/min}$ ; Simulationsstudien (r.) – Kantenrunden in Profillinie integriert

### 3 Fazit und Ausblick

Verfahrensentwicklung: Auf Basis sowohl von  $\text{CO}_2$ - und Festkörperlaser- als auch Plasmatechnologie wurden Kantenbearbeitungsverfahren für verschiedene Arbeitslagen entwickelt. Die Stabilität der Prozesse wurde statistisch nachgewiesen, die verlangten geometrischen Merkmale Freier Kanten werden somit erreicht. Für den Einsatz an Schiffbaustahl wurde das Approval in Principle erlangt. Die Prozessqualifizierung für andere Stahlsorten erscheint durch Aufnahme der Härtewerte in der Wärmeeinflusszone als Zielgröße in die Prozessoptimierung möglich. Außerdem besteht seitens der am Vorhaben beteiligten Werften und einiger Projektpartner Interesse an der Entwicklung handgeführter Geräte.

Korrosionsmechanismen: Die Untersuchungen haben gezeigt, dass die im PSPC festgelegten Parameter wie Kanten geometrie und Schichtdicke an der Kante nicht ausreichen, um das Auftreten von Korrosion an Freien Kanten zu erklären und damit die angestrebte Lebensdauer zu garantieren. Weitere tiefergehende Untersuchungen zum Auftreten von Korrosion an freien Kanten unter Nutzung wissenschaftlicher Methoden erscheinen notwendig. Aus Sicht der Endanwender ist das Korrosionsverhalten an  $45^\circ$  angefasten Kanten im Vergleich zum Radius von  $2\text{ mm}$  mit dem Ziel der Zulassung alternativer Geometrien wegen des geringeren Bearbeitungsaufwandes von Interesse. Untersuchungen dazu laufen. Selbstheilende Beschichtungssysteme und verbesserte Möglichkeiten des Corrosion Monitoring sind weitere Themen zukünftiger Forschungsarbeiten, die z.B. im anlaufenden EU-Projekt THROUGH LIFE untersucht werden sollen.

Anwendungen im Werftbetrieb: Für drei Einsatzszenarien wurden Fallstudien für die Integration der thermischen Verfahren in den Werftbetrieb durchgeführt und Effekte auf Kosten und Durchlaufzeiten ermittelt – in zwei Fällen mit positivem Ergebnis. Da die Fallstudien auf spezifischen Annahmen für die beteiligten Werften beruhen, sind Wirtschaftlichkeitsbetrachtungen und

Einsatzszenarien für jeden konkreten Einsatzfall zu präzisieren. Hierzu können die im Projekt entwickelten Werkzeuge, wie Simulations- und Kostenmodelle sowie Musterlastenhefte genutzt werden.

#### **4 Literatur**

- [1] IMO: Performance standard for protective coatings for dedicated sea-water ballast tanks in all types of ships and double-side skin spaces of bulk carriers, IMO-Resolution MSC.215(82), 2006
- [2] Büttner, M.: Entwicklung und Bewertung von Einsatzszenarien zur Herstellung beschichtungsgerechter Kanten im Schiffbau. Diplomarbeit, Fachbereich Maschinenbau, Verfahrens- und Umwelttechnik, Fachhochschule Wismar, 2007.
- [3] Isermann: BeKaS – Teilvorhaben 1. Abschlussbericht. Hamburg 2010
- [4] Neumann: BeKaS – Teilprojekt 2. Schlussbericht. Wismar 2010
- [5] Jasnau: BEKAS – Teilprojekt 3. Abschlussbericht. Rostock 2010
- [6] Wanner, Henkel, Anders: BeKaS – Teilvorhaben 4. Abschlussbericht. Rostock 2010
- [7] Buchbach, Plagemann: BeKaS – Teilprojekt 5. Abschlussbericht. Bremen 2010.

# OFIN – Optimierung und Beurteilung des Oberflächenfinishes im Yachtbau

Heiko Buchholz, Konrad Reiter (Fr. Lürssen Werft GmbH & Co.KG)

## 1. Einleitung

Die Anforderungen an die Qualität der sichtbaren, lackierten Oberflächen im Überwasserbereich von Mega-Yachten sind extrem hoch. Besonderheiten sind hierbei die im Vergleich zu anderen Erzeugnissen (z. B. Automobilbau) sehr großen Oberflächen sowie die hohen Beanspruchungen durch Seeschlag, Salzwasser, UV-Strahlung, Temperatur- und Lastwechsel. Mega-Yachten werden nach dem derzeitigen Stand der Technik in einer Mischbauweise aus Stahl, Aluminium und Verbundwerkstoffen gefertigt. Komponenten der Primärstruktur sind die Grundstruktur aus Längs- und Querspannten mit Außenhaut, Decks und Aufbauten. Im schiffbaulichen Fertigungsprozess treten Toleranzen im Bereich mehrerer Millimeter sowie Beulenfelder auf Grund von Schweißverzug auf. Diese Defekte in der Oberfläche werden später bei den im Mega-Yachtbau eingesetzten Hochglanzlacken durch auftretende Reflektionen deutlich wahrnehmbar. Deshalb wird auf die Außenhaut und Aufbauten manuell eine Spachtelschicht aufgetragen, um vorhandene Oberflächenunebenheiten auszugleichen und eine Basis für die abschließende Lackierung zu schaffen. Die Dicke der Spachtelschicht ist lokal sehr unterschiedlich und in der Regel auf Grund fehlender objektiver Vorgaben sowie wegen Vermeidung von kostenträchtigem "Durchschleifen" zu groß ausgeführt.

Die Beschichtung einer Yacht ist prinzipiell aus folgenden Schichten aufgebaut (von innen nach außen):

- Gestrahlte / geschliffene Oberfläche mit einer bestimmten Rauigkeit
- Haftprimer
- Grobspachtel
- Feinspachtel
- Primer
- Showcoat
- Topcoat

Das bisherige Verfahren zum Spachteln der bei Mega-Yachten vorhandenen sehr großen Oberflächen (bis zu 10.000 m<sup>2</sup>) ist geprägt durch handwerklich manuelle und erfahrungsbasierte Aspekte. Der Spachtel wird nach Einbau aller wesentlichen Massen in die Yacht mit Hilfe von Rührgeräten gemischt und anschließend von Hand in mehreren Schichten von max. 5 mm Dicke aufgetragen. Anhand einer optischen Bewertung der Oberfläche mittels Straklatte, Richtscheit und/oder Schnur werden die vorhandenen Hochpunkte (sogenannte "Hotspots") bestimmt. Über drei dieser Punkte wird eine strakende Fläche gespannt und manuell mit Spachtelmasse versehen. Von dieser Fläche ausgehend wird das Spachtelregime geplant und der weitere Strakverlauf auf die Gesamtoberfläche übertragen. Bei dieser subjektiven Auswahl der Hotspots und Bewertung kommt es häufig zu Fehleinschätzungen zum optimalen Strakverlauf. In diesen Fällen ist es erforderlich, bereits gespachtelte Teilflächen aufwendig nachzuarbeiten. Die Glattheit der Oberfläche wird anschließend durch manuelle Schleifvorgänge hergestellt. Die geschliffene Spachteloberfläche erhält einen mehrschichtigen Farbauftrag und in der Regel ein hochglänzendes Finish. Diese handwerklichen Tätigkeiten sind sehr arbeitsaufwendig und fehlerbelastet. Die Kosten sind entsprechend hoch. Darüberhinaus ist die abschließende Beurteilung der Oberflächenqualität trotz teilweiser vorhandener Meßwerte sehr subjektiv geprägt, dies führt wiederum zum Teil zu völlig unterschiedlichen Bewertungen durch die Werft, den Applikateur und den Kundenvertreter.

Mechanische Beanspruchungen sowie unterschiedliche Wärmeausdehnungskoeffizienten und Steifigkeiten der einzelnen Werkstoffe (Stahl, Aluminium, Spachtelmasse) können zur Überschreitung von Grenzdehnungen führen und erhöhen dadurch das Risiko von Rißschädigungen in der Spachtelschicht. Da der Bruch bis zum Haftprimer durchgeht, ist kein Korrosionsschutz mehr gegeben. Auch optisch sind Risse und Korrosionsspuren in der Spachtelschicht absolut inakzeptabel, da diese anschließend einen unzureichenden Lackfilmverlauf verursachen und somit kein qualitätsgerechtes Erscheinungsbild ergeben.

## **2. Zielstellung**

Das Ziel des Verbundprojektes war es, zeitsparende und kostengünstige Methoden zur Realisierung eines qualitativ hohen und verfahrenstechnisch abgesicherten Oberflächenfinishes im Mega-Yachtbau zu entwickeln. Die Ergebnisse des Forschungsprojektes ermöglichen es der Werft, die Produktivität durch Senkung des Spachtelaufwandes zu verbessern, die Qualität des Oberflächenfinishes zu erhöhen sowie das Versagensrisiko und zeit- und kostenaufwendige Nacharbeiten zu minimieren.



Um die genannten Ziele zu erreichen waren folgende Aufgaben zu lösen:

- Zur quantitativen Beschreibung der Topographie der Oberflächen sind neue 3-D-Messverfahren im Yachtbau anzuwenden um große Oberflächen hochgenau flächig, schnell, berührungslos und mit geringen Kosten in den verschiedenen Fertigungsebenen messtechnisch zu erfassen, weitgehend automatisiert auszuwerten und für CAD-Systeme verwendbare Daten zu gewinnen.
- Zur Reduzierung des Spachtelaufwandes war eine numerische Methode zu entwickeln, mit deren Hilfe die Dicke der aufzubringenden Spachtelschicht ausgelegt und wesentlichen Eigenschaften der resultierenden Spachtelschicht berechnet werden können.
- Entwicklung eines Verfahrens zum rationellen Auftrag der lokal unterschiedlich dicken Spachtelschichten einschließlich einer eventuell erforderlichen Modifikation und Optimierung von Spachtelwerkstoffen.
- Für ein schnelles, objektives und standardisiertes Prüfen der Lackfilmqualität auf großen Oberflächen war ein Verfahren zu entwickeln, das eindeutige und messtechnisch erfassbare Beurteilungs- und Abnahmekriterien enthält sowie auch die unterschiedliche und subjektive Wahrnehmung von Menschen berücksichtigt.

### **3. Vorhabensplanung und -ablauf**

Der Beginn für die Projektarbeiten war am 01.01.2007. Das Verbundvorhaben endete nach einer vereinbarten Projektverlängerung von sechs Monaten planmäßig am 30.06.2010. Die Projektarbeiten waren in drei Forschungsschwerpunkte untergliedert:

- Geometrieerfassung und -vorgabe
- Spachtel- und Lacksystem
- Beschichtungsverfahren und Qualität

Die am Verbundvorhaben beteiligten Partner realisierten folgende eigenständige Teilprojekte:

- Teilprojekt 1: Fr. Lürssen Werft GmbH & Co.KG, Bremen

Anwendungsentwicklung und Integration neuartiger Systeme und Verfahren zur Optimierung und Beurteilung des Oberflächenfinishes im Yachtbau

- Teilprojekt 2: Mankiewicz Gebr. & Co., Hamburg

Optimierung der Beschichtungsmaterialien hinsichtlich der verfahrenstechnischen, funktionellen und optischen Anforderungen

- Teilprojekt 3: Fraunhofer-Institut für Produktionstechnik und Automatisierung IPA, Stuttgart

Entwicklung von Verfahren zur Beurteilung der Beschichtungsqualität im Yachtbau

- Teilprojekt 4: Fraunhofer-Institut für Fertigungstechnik und Angewandte Materialforschung IFAM, Bremen

Modellierung und Optimierung der Beschichtungskomponenten sowie des Beschichtungsaufbaus

- Teilprojekt 5: Universität Rostock, Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik/Lehrstuhl Fertigungstechnik

Entwicklung von Verfahren zur Beurteilung der geometrischen Oberflächenqualität im Yachtbau

#### **4. Ausgewählte Ergebnisse**

##### **Geometrieerfassung und -vorgabe**

Diese Teilaufgabe wurde in enger Zusammenarbeit mit der Universität Rostock realisiert. Im Rahmen der Entwicklung eines Konzeptes für das fertigungsbegleitende berührungslose Vermessen des Kaskos wurde die Messaufgabe analysiert sowie die Anforderungsprofile für die Analyse, Aufbereitung und Auswertung der Messdaten erstellt. Auf dieser Grundlage erfolgte eine Auswahl geeigneter 3-D-Laserscanner und der erforderlichen Softwarelösungen.

Der entwickelte Prozessablauf zur Bestimmung der notwendigen Spachteldicken wurde entsprechend Abbildung 1 in fünf Phasen gegliedert [1].

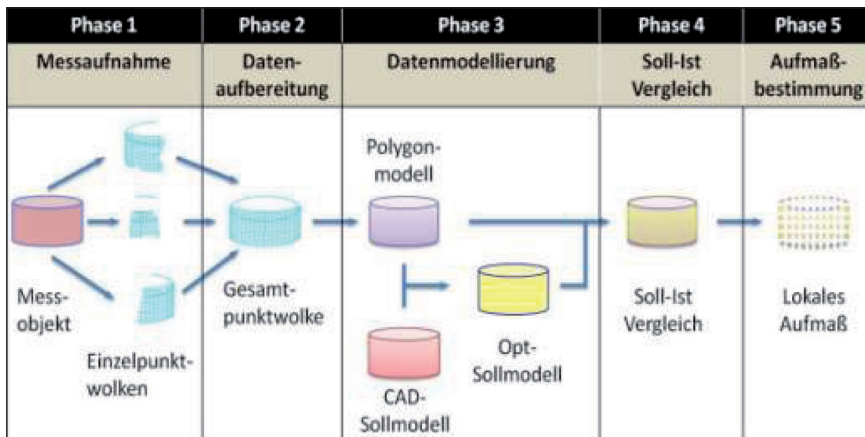


Abbildung 1: Ablaufschema Meßauswertung (Quelle Universität Rostock)

Die einzelnen Phasen wurden im Jahr 2009 erstmals an einer Yacht umgesetzt und beinhalten folgende Arbeitsschritte:

- Phase 1: Datenerfassung (Messaufnahme)

Auf der Grundlage der Anforderungen der Messaufgabe wird ein Zielkatalog (Lastenheft) erstellt und das geeignete Messgerät ausgewählt. Anschließend erfolgt eine Messplanung für den entsprechenden Fertigungsstandort, in der die Anzahl und Lage der Meßstandorte unter Berücksichtigung der Sichtbarkeitsplanung (Gerüste) festgelegt wird. Gleichzeitig wird das erforderliche Messraster und die Auswerteverfahren (z.B. Spachteldickenbestimmung, Ebenheit, Maßvergleiche, Konstruktionsdatenerzeugung usw.) bestimmt. Für eine effektive Messaufnahme von großen Freiformflächen, wie bei Mega-Yachten, eignen sich insbesondere polar arbeitende Panoramascanner. Um auch bei Verknüpfungen vieler Messstandorte eine sehr hohe Genauigkeit zu erreichen, wird ein globales Referenzsystem genutzt. Dafür werden Referenzmarken auf der zu messenden Oberfläche verteilt und anschließend mittels 3-D-Totalstation hochgenau in das Schiffskoordinatensystem eingemessen. Damit die Messungen durchgeführt werden könnten, müssen die an der Rüstung vorhandenen Planen und Folien zur Minimierung von Abschattungseffekte entfernt werden.

- Phase 2: Datenaufbereitung

In dieser Phase werden die Einzelpunktewolken zusammengeführt und bereinigt. Dies erfolgt durch Transformation der Punktwolken aus den einzelnen Scannaufnahmen auf das globale Referenzsystem der

3-D-Totalstation. Anschließend wird durch einen Vergleich des Messdatensatzes mit dem CAD-Modell und der Auswertung der aufgetretenen Abweichungen eine automatische Bereinigung der Messdaten in einem definierten Toleranzfeld durchgeführt. Damit wird es möglich, vorhandene Störungen (z. B. Abschattungen durch Gerüste, Versorgungsleitungen usw.) zu einem großen Teil automatisiert zu entfernen. Für die spätere Polygonisierung ist eine möglichst homogene (konstante Punkteabstände) Punktwolke erforderlich. Dazu werden die Punkteverdichtungen im Überlappungsbereich der Einzelaufnahmen als auch die entfernungsabhängige Punkteverteilung ausgeglichen. Anschließend erfolgte eine Polygonisierung der Gesamtpunktwolke durch eine automatische Vermaschung der Punktwolke mit Dreiecksflächen sowie eine automatische Bereinigung und ein krümmungsbasiertes Schließen vorhandener Löcher. Anhand von Fotos, die parallel zur Scannermessung aufgenommen werden, können Fehlstellen, Anbauten, Versorgungsleitungen, Gerüstteile usw. identifiziert werden. Solche Elemente werden manuell entfernt und die aufgetretenen Löcher automatisch geschlossen. Abschließend können Flächen, die keinen direkten Zusammenhang haben, separiert ausgewertet werden. So können z. B. die Steuerbordseite und Backbordseite, die Aufbauten, das Heck und weitere einzelne Teilflächen (Plattformen, Türen- und Fensterbereiche usw.) getrennt betrachtet und für die folgenden Prozessschritte aufgeteilt werden.

- Phase 3: Datenmodellierung

Auf Basis der Gesamtpunktwolke werden Flächenmodelle erzeugt. Diese dienen unter Einhaltung von Soll-Kriterien als Grundlage für die Modellierung von sogenannten NURBS-Soll-Modellen. Da das CAD-Modell auf Grund der Fertigungsabweichungen und der Zielstellung der Yacht-Appearance (Erscheinungsbild) nicht als Soll-Vorgabe genutzt werden kann, wird ein sogenanntes Opt-Soll-Modell entwickelt. Die Ziele der Modellgenerierung sind die Übertragung von Soll-Kriterien aus dem CAD-Modell sowie die Sicherstellung von strakenden Flächen bei Optimierung des erforderlichen Spachtelvolumens. Dazu werden die Soll-Kriterien als Geometrie oder Bedingung aus dem CAD-Modell entnommen und einzeln auf das Messdatenmodell gefittet und in stark gekrümmten oder vom CAD-Modell abweichenden Bereichen zusätzlich manuell angepasst. Das Ergebnis dieser Modellierung ist ein Außenhautmodell, welches die Soll-Kriterien enthält und den erforderlichen Spachtelaufwand darstellt. Es werden für die Modellierung dieses Opt-Soll-Modells sogenannte NURBS-Flächen verwendet. Dieser Beschreibungstyp ermöglicht es, komplexe Kurven und Flächen gut an das Messdatenmodell anzupassen und den Datenaustausch zwischen verschiedenen Programmen zu gewährleisten. Für die Generierung des Opt-Soll-Modells

können zwei unterschiedliche Ansätze verwendet werden, die "Hochpunkt-Modellierung" und die "Mittelnde Modellierung". Ausgehend von den Erkenntnissen im Umgang mit den beiden Methoden wird die "Mittelnde Modellierung" als fehlerrobuster und hinsichtlich der optimalen Spachtelhöhenermittlung als vorteilhafter angesehen und somit als Vorzugsvariante angewendet. Vorteil diese Methode ist, dass alle vorhandenen Flächenanteile genutzt werden und somit die Beeinflussung der Modellierung durch lokale Fehlstellen reduziert wird. Es werden auch Hinterschneidungen, also tief liegende Bereiche, in die Modellierung einbezogen, so dass eine Reduzierung der erforderlichen durchschnittlichen Spachtelhöhe erreicht wird.

- Phase 4: Soll-Ist-Vergleiche

Soll-Ist-Vergleiche werden in verschiedenen Phasen des Prozessablaufes durchgeführt, um Zwischenergebnisse zu dokumentieren, Vergleichsergebnisse als Parameter zu nutzen oder die auftretenden Abweichungen zu bewerten. In Abbildung 2 sind drei exemplarische Vergleiche dargestellt. Der erste dargestellte Vergleich zwischen Messdaten und dem CAD-Modell ermöglicht nach Abschluss der Datenaufbereitung die Bewertung der schiffbaulichen Fertigungsgenauigkeit. Es können lokale Hoch- und Tiefpunkte bestimmt und Parameter zur schiffbaulichen Korrektur solcher Parameter ausgegeben werden. Diese Variante des Soll-Ist-Vergleichs von Mess- zu CAD-Daten kann u.a. für fertigungsbegleitende Messungen während der Montage von Schiffssektionen genutzt werden. Solche Messungen können dann zur Ermittlung und anschließender Nacharbeit von lokalen Hotspots genutzt werden. Dies reduziert die vorhandenen Ausgangsunebenheiten der Oberfläche und somit die spätere durchschnittliche Spachteldicke. Darüberhinaus ist diese Methode für Abnahme- bzw. Eingangskontrollen von fremdgefertigten Sektionen einsetzbar.

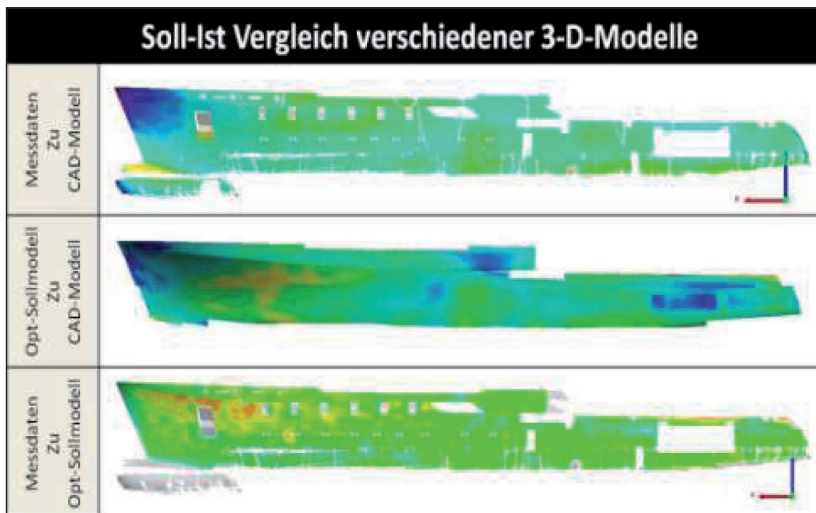


Abbildung 2: Varianten von Soll-Ist-Vergleichen  
(Quelle Universität Rostock)

Der zweite dargestellte Vergleich zwischen Opt-Soll-Modell und CAD-Modell dient der Bewertung und der Dokumentation der Abweichungen des aufzusachtelnden Soll-Zustandes gegenüber dem CAD-Entwurf. Hier kann dargestellt werden, in welchen Bereichen und um welches Volumen die optimierte Soll-Geometrie von der Geometrie im Schiffsentwurf abweicht.

In der dritten Variante entspricht der Soll-Ist-Vergleich der numerischen Ermittlung der Spachteldicken. Dabei werden die Ist-Messdaten mit dem Opt-Soll-Modell verglichen. Über die Ausrichtung des Opt-Soll-Modells in eine einhüllende Lage wurde die Spachtelschicht simuliert.

- Phase 5: Aufmaßrückführung

Die Aufmaßgenerierung lässt sich in die zwei Arbeitsschritte "Bestimmung" und "Rückführung" unterteilen. Dabei ist die Aufmaßbestimmung die softwareseitige Berechnung der lokal notwendigen Spachtelhöhe. Die Aufmaßrückführung ist ein Verfahren zur physischen Umsetzung dieser Informationen auf der Oberfläche. Das lokale Aufmaß entspricht direkt der an diesem Punkt auf der Oberfläche erforderlichen Spachtelhöhe in Millimeter.

Die softwareseitige Methode der Aufmaßbestimmung basiert auf einer Flächensegmentierung durch Ebenen und der anschließenden lokalen Mittelung der Aufmaßhöhe. Die ermittelten Werte werden dann punktuell ausgegeben.

Bei der Aufmaßrückführung ergeben sich mehrere Möglichkeiten für die Zuordnung der physischen Position auf der Oberfläche. Dies kann durch eine Projektion mittels 3-D-Totalstation, durch manuelle Messung oder durch Anbringen von physischen Verkörperungen vor dem Scannen erfolgen. Als Vorzugsvariante hat sich das Aufbringen von volumetrischen Maßverkörperungen (konstant große Spachtelblöcke) vor dem 3-D-Ver-messen ergeben. Diese Methode hat den Vorteil, dass die Verkörperungen bereits beim Scannen erfasst und deren Koordinaten in der Auswertesoftware erkannt werden. Es wird an den bereits vorhandenen Maßverkörperungen das simulierte Aufmaß bestimmt und ausgegeben. Anschließend werden die Maßverkörperungen auf die vorgegebenen Höhen gebracht. Der Volumenkörper bleibt bei mehrschichtigem Spachtelauftrag jederzeit als Referenz zur Oberfläche erhalten.

Der dargestellte Prozessablauf und die darin enthaltenen Teilschritte sind im Hinblick auf eine automatisierte Umsetzung entwickelt worden. So soll es möglich werden, die auftretenden Aufgaben systematisch zu automatisieren und damit den gesamten Prozess der Simulation effektiv in die Fertigung von Mega-Yachten zu integrieren. Der Automatisierungsgrad der einzelnen Module unterscheidet sich stark. So lassen sich Schritte wie die Aufmaßbestimmung bei festgelegtem Raster ohne Eingabe des Nutzers durchführen. Auch die Transformation in das Schiffskoordinatensystem und die Bereinigung sind sehr stark automatisiert umsetzbar. Dagegen sind bei der Modellierung des Opt-Soll-Modells die Erfahrung und Fertigkeiten des Anwenders bei der Anpassung und Verfeinerung des Netzes erforderlich. Solche Arbeitsschritte werden iterativ durchgeführt und lassen sich nur teil-automatisieren.

Für die Messungen und Auswertungen kommen moderne Messgeräte und neu entwickelte Methoden zu Anwendung, die so kombiniert eine sehr gute Integration in die vorhandenen Fertigungsabläufe ermöglichen und neben der Erhöhung der Prozesssicherheit eine deutliche Effektivitäts- und Qualitätssteigerung erlauben.



In Abbildung 3 sind Teil- und Zwischenergebnisse der beispielhaften Umsetzung an einer Mega-Yacht dargestellt. Durch eine hohe Anzahl der Messstandorte konnte trotz vorhandener Rüstung eine gute Erfassung der Außenhaut im Überwasserbereich erzielt werden.

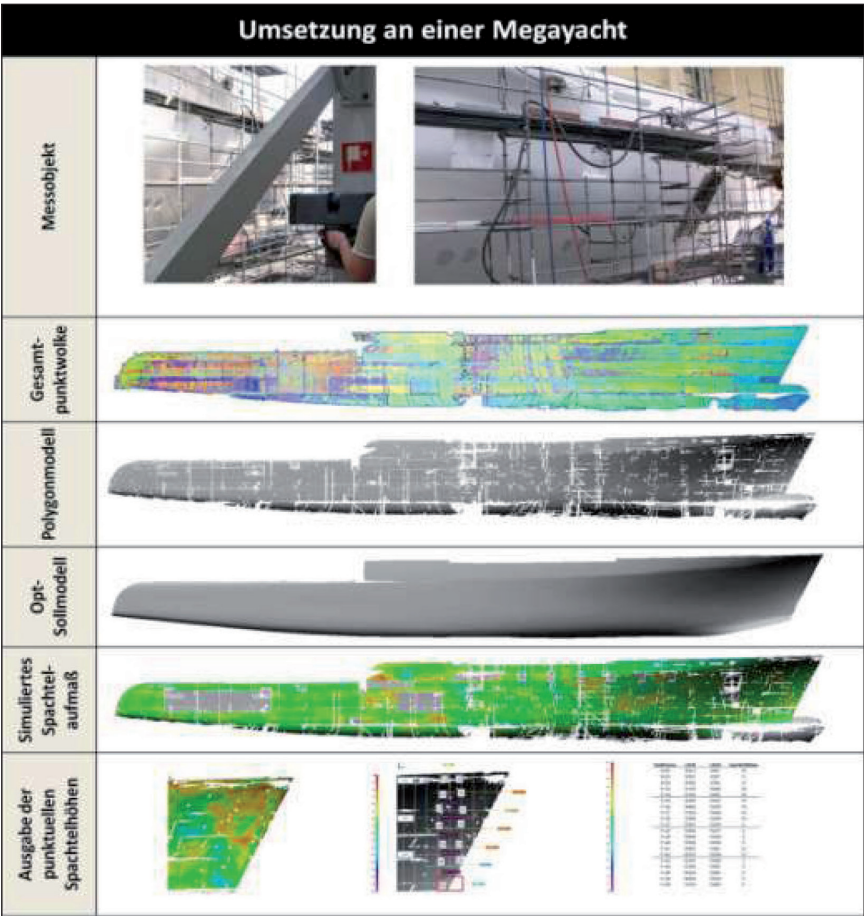


Abbildung 3: Teil- und Zwischenergebnisse einer beispielhaften Umsetzung an einer Yacht (Quelle Universität Rostock)

Die Messdaten aus dem 3-D-Laserscannen der schiffbaulichen Strukturen können nicht nur zur Simulation von Spachteldicken genutzt werden. Durch die objektorientierte Erfassung und die damit verbundene große Datenbasis ist die Verwendung der Daten u. a. auch für die Bereiche Innenausbau, Ausrüstung im Außenbereich, Montage und Fertigung sowie als Datenbasis für NC-Bahnsteuerungen für automatisierte Bearbeitungen möglich.



## Spachtel- und Lacksystem

Diese Teilaufgabe wurde in enger Zusammenarbeit mit der Firma Mankiewicz Gebr. & Co. und dem Fraunhofer-Institut IFAM Bremen realisiert. Es wurden Art der aktuell eingesetzten Beschichtungsmassen, die Auf-tragstechnik, die Schichtdicken, die mechanischen Eigenschaften, die Beanspruchungen und die zur Charakterisierung notwendigen Meßverfahren untersucht und bewertet. Zur Erarbeitung des Beanspruchungsprofils der eingesetzten Spachtelmassen wurden die elastischen bzw. hyperelastischen Materialeigenschaften unter Berücksichtigung von Temperaturabhängigkeit, thermischer Ausdehnung und Härtungsschwund untersucht. Die Deformationen des Rumpfes (mechanische Dehnungen), äußere Temperatureinflüsse (thermische Dehnungen) und die Volumenabnahme bei der Aushärtung der Spachtelmassen (mechanisch-thermische Beanspruchung) sind die Ursachen für die auftretenden mechanischen Spannungen in der Beschichtung (Siehe Abbildung 4) [2].

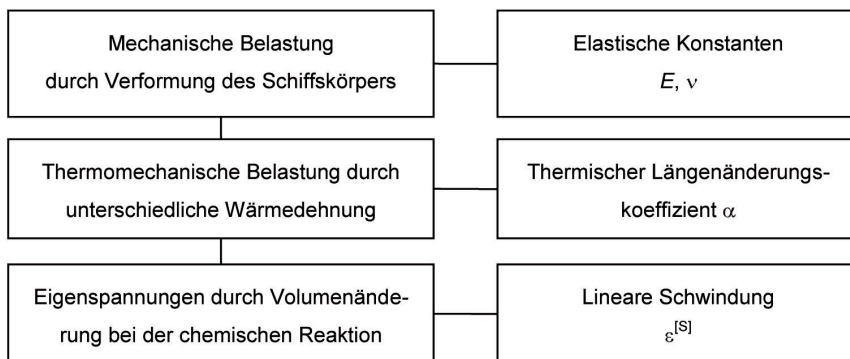


Abbildung 4: Einteilung der Beanspruchungen von Beschichtungen

Mechanische Belastungen werden durch die Verformung des Rumpfes hervorgerufen. Der Yachtrumpf erfährt aufgrund seiner Elastizität komplexe Belastungszustände, die bei der Fahrt durch Translations- und Rotationsbewegungen entlang bzw. um die drei Achsen des Schiffskoordinatensystems verursacht werden. Thermomechanische Belastungen werden z.B. durch Sonneneinstrahlung verursacht. Die unterschiedlichen Wärmeausdehnungskoeffizienten von Stahl und Spachtelmasse führen bei Temperaturänderungen zu Spannungen. Besonders bei tiefen Temperaturen besteht die Gefahr von Schäden in der Spachtelmasse, da der Elastizitätsmodul dort im Allgemeinen einen größeren Wert besitzt als bei höheren Temperaturen. Eigenstressungen können während der Aushärtung der Spachtelmasse durch eine systembedingte Schwindung (Volumenabnahme) entstehen. Sie sind den unter Betriebsbedingungen auftretenden, zeitlich variablen Spannungen als konstante Spannung überlagert. Hierdurch kann sich die Beanspruchbarkeit

der Beschichtung erheblich reduzieren und Versagen schon bei niedrigen Belastungen eintreten.

Für fünf ausgewählte und vorrangig im Yachtbau verwendete 2-K-Epoxid-Spachtelmassen wurden mittels Labortests vollständige Parametersätze als Funktion der Temperatur ermittelt. Ein Beispiel ist in Abbildung 5 dargestellt. Mit Hilfe des neuen Simulationsmodells und unter Nutzung dieser Parameter können damit die Spannungen in Spachtelbeschichtungen berechnet werden. Dabei können die Wirkungen der mechanischen, thermischen und durch Eigenspannungen bedingten Anteile an der Gesamtspannung rechnerisch separiert und das Zusammenwirken von thermomechanischen Spannungen und Eigenspannungen aufgezeigt werden.

| <b>T</b>                              | <b>[°C]</b>        | <b>-30</b> | <b>-5</b> | <b>23</b> | <b>45</b> | <b>70</b> |
|---------------------------------------|--------------------|------------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| <b>E</b>                              | [MPa]              | 3489       | 3098      | 2551      | 455       | 93        |
| <b>S(E)</b>                           | [MPa]              | 394        | 282       | 102       | 24        | 10        |
| <b>n</b>                              | [--]               | 6          | 4         | 8         | 4         | 4         |
| <b><math>\sigma_z</math></b>          | [MPa]              | 20.16      | 18.59     | 18.42     | 5.74      | 2.62      |
| <b>S(<math>\sigma_z</math>)</b>       | [MPa]              | 2.84       | 4.92      | 2.59      | 0.21      | 0.21      |
| <b>n</b>                              | [--]               | 6          | 4         | 8         | 4         | 4         |
| <b><math>\sigma_y</math></b>          | [MPa]              |            |           |           | 3.11      | 1.87      |
| <b>S(<math>\sigma_y</math>)</b>       | [MPa]              |            |           |           | 0.15      | 0.10      |
| <b>n</b>                              | [--]               |            |           |           | 4         | 4         |
| <b><math>\epsilon_B</math></b>        | [%]                | 0.58       | 0.61      | 0.72      | 4.52      | 4.74      |
| <b>S(<math>\epsilon_B</math>)</b>     | [%]                | 0.11       | 0.18      | 0.11      | 0.59      | 0.83      |
| <b>n</b>                              | [--]               | 6          | 4         | 8         | 4         | 4         |
| <b><math>\nu</math></b>               | [--]               | 0.28       | 0.27      | 0.31      | 0.42      | 0.43      |
| <b>S<math>\nu</math></b>              | [--]               | 0.02       | 0.03      | 0.01      | 0.02      | 0.01      |
| <b>n</b>                              | [--]               | 6          | 4         | 4         | 4         | 4         |
| <b><math>\alpha'</math></b>           | [K <sup>-1</sup> ] | 2.75E-05   | 4.79E-05  | 7.09E-05  | 8.89E-05  | 1.09E-04  |
| <b>S(<math>\alpha'</math>)</b>        | [K <sup>-1</sup> ] |            |           |           |           |           |
| <b>n</b>                              | [--]               |            |           |           |           |           |
| <b><math>\epsilon^{[S]}</math></b>    | [--]               |            |           | -1.11E-03 |           |           |
| <b>S(<math>\epsilon^{[S]}</math>)</b> | [--]               |            |           |           |           |           |
| <b>n</b>                              | [--]               |            |           |           |           |           |

Abbildung 5: Materialkennwerte Spachtel Ref1

Die ermittelten Kennwerte bedeuten:

- $E$  Elastizitätsmodul
- $\sigma_z$  Zugfestigkeit
- $\sigma_y$  Fließgrenze
- $\varepsilon_B$  Bruchdehnung
- $\nu$  Querkontraktionszahl
- $\alpha$  Thermischer Ausdehnungskoeffizient
- $\varepsilon^{[S]}$  lineare Schwindung
- $S$  Standardabweichung aus der Messung
- $n$  Anzahl der Messungen

Mechanische, thermische und kombiniert mechanisch-thermische Beanspruchungen sowie Eigenspannungen können mit dem Simulationsmodell berechnet und mit der Beanspruchbarkeit verglichen werden. Die allgemeinen Anforderungen an die Werkstoffeigenschaften von Spachtelmassen lassen sich nach dem Grundsatz definieren:

"Beanspruchung < Beanspruchbarkeit"

Zur Bewertung der Festigkeitsreserven des jeweiligen Spachtelmaterials wird bei definierten Belastungen die Ist-Spannung ins Verhältnis zur Festigkeit gesetzt. Dieses Kriterium wird als Ausnutzungsgrad  $A$  bezeichnet und ist ein Maß für die Werkstoffausnutzung, wobei der Wert kleiner 1 sein muss.

Auf der Grundlage des Simulationsmodells wurde ein vereinfachtes Berechnungsmodell für kritische Lastfälle erarbeitet (Siehe Abbildung 6). Damit konnten die fünf untersuchten Spachtelmassen in Verbindung mit der Primärstruktur der Yacht (Stahl/Aluminium) und unter Beachtung variabler Belastungsparameter auf Versagen überprüft werden. Das Berechnungsergebnis wurde in Form der Festigkeitsreserve bzw. des Auslastungsgrades  $A$  ausgewiesen [3].

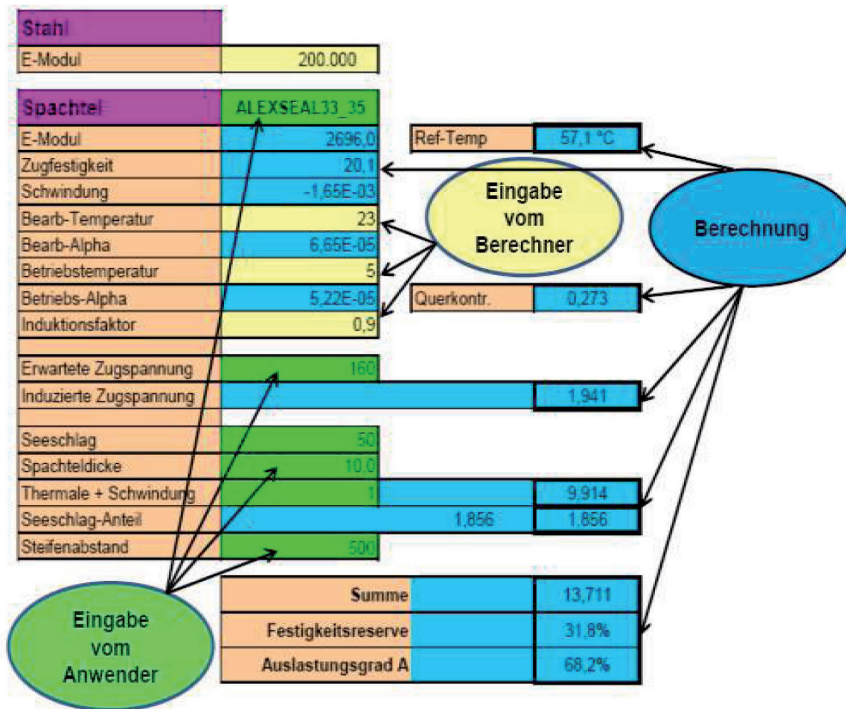


Abbildung 6: Bedienoberfläche FLW-Rechenmodell Spachtelschicht

## Beschichtungsverfahren und Qualität

In enger Zusammenarbeit mit dem Fraunhofer-Institut IPA Stuttgart wurde der aktuelle Beschichtungsprozess und die eingesetzten Verfahren zur Beurteilung der Lackfilmgüte analysiert und bewertet. Der prinzipielle Beschichtungsaufbau ist im Abschnitt 1 beschrieben. Die Applikation der Spachtelmasse wird manuell ausgeführt. Der Farbauftrag erfolgt vorrangig durch Airless- und/oder Druckluftspritzen, wobei die Endlackierung ausschließlich durch Druckluftspritzen mittels Druckkessel erfolgt.

Zur Beurteilung der Lackfilmgüte von Mega-Yachten werden gegenwärtig folgende Parameter messtechnisch erfasst:

- Farbe
- Glanz
- Lackfilmverlauf durch Wave-scan der Wellenlängenbereiche Wa, Wb, Wc, Wd, We, Du (Dullness), Longwave (LW), Shortwave (SW)
- Abbildungsschärfe (DOI-Distinctness of Image)

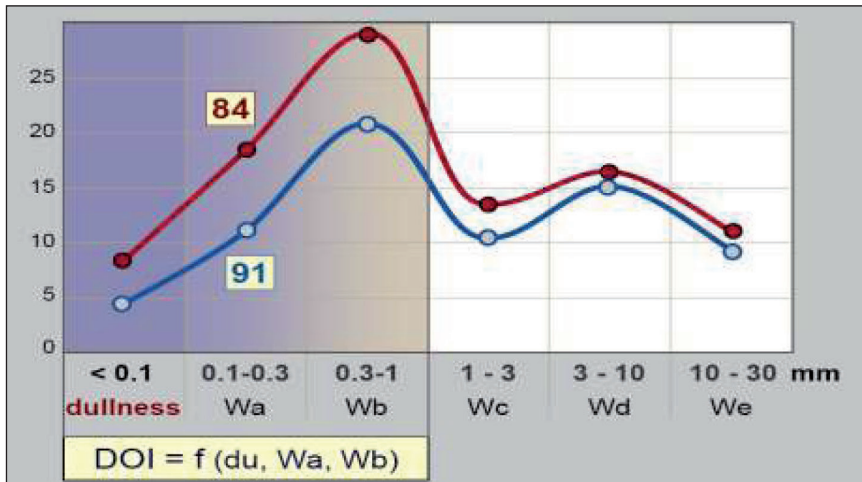


Abbildung 7: Wave-scan-Strukturspektrum (Quelle BYK Gardner)

Lackierfehler (Staubeinschlüsse, Lackläufer usw.) werden durch subjektive Beurteilung ermittelt.

Durchgeführte Untersuchungen haben gezeigt, dass die nach dem Stand der Technik möglichen Messverfahren für die Appearance nur bedingt auf die Bewertung großer Oberflächen bei der Yachtlackierung anwendbar sind. Insbesondere bestehen erhebliche Differenzen zwischen den Messergebnissen und dem subjektiven optischen Empfinden. Daraufhin wurde auf der Grundlage der Analyse des Beschichtungsprozesses unter Berücksichtigung quantifizierbarer Messwerte und der subjektiven Bewertung von Lackfilmeigenschaften ein Bewertungssystem zur Prüfung der Qualität von großen Oberflächen für die Anforderungen im Yachtbau entwickelt [4].

Das Prinzip dieses Bewertungssystems besteht in einer Auditierung über gewichtete Flächen (Zoneneinteilung) an der Yacht und einer Punktevergabe für jede Mangelercheinung. Für die einzelnen Qualitätskriterien wurden Algorithmen zur Bildung eines Indexes erzeugt. Aus den Einzelindizes wird nach der Zoneneinteilung (kritische bis unkritische Flächen) ein Gesamt-Qualitätsindex gebildet (Siehe Abbildung 8).

| OFIN Bewertungssystem - Eingabemaske          |                   |                                |        |             |
|---|-------------------|--------------------------------|--------|-------------|
| Projekt:                                      |                   |                                |        |             |
| Zu bewertende Fläche:                         |                   |                                |        |             |
| Bearbeiter:                                   |                   |                                |        |             |
| Datum:  |                   |                                |        |             |
| <b>Schritt 1</b>                              |                   |                                |        |             |
| <b>Ermittlung der Zone</b>                    |                   |                                |        |             |
| Betrachtungsabstand [m]                       | Optionen          |                                |        |             |
| Betrachtungshäufigkeit                        | ≤ 1               |                                |        |             |
| Betrachtungsrichtung                          | ständig           |                                |        |             |
| Beleuchtung                                   | senkrecht (0°)    |                                |        |             |
| Lichtart                                      | gerichtet         |                                |        |             |
| Lichtintensität                               | natürliches Licht |                                |        |             |
| Flächenlage                                   | hell (> 1000lx)   |                                |        |             |
| Flächengeometrie                              | horizontal        |                                |        |             |
| Yachtbereich                                  | plan              |                                |        |             |
| Zone  | Eigner            |                                |        |             |
| (Priorität der Zonen: "1" hoch - "3" niedrig) |                   |                                |        |             |
| <b>Schritt 2</b>                              |                   |                                |        |             |
| <b>Bewertung-Appearance</b>                   |                   |                                |        |             |
| Farbdifferenz [Δ E*]                          | Optionen          | Messwert                       |        | Strafpunkte |
| Glanzdiffereenz [60°]                         | bunt              |                                |        | 0,0         |
| Wh-Kennwert                                   |                   |                                |        | 0,0         |
| Wd-Kennwert                                   |                   |                                |        | 0,0         |
| Strukturbalance B                             |                   | -10,0                          |        | 0,0         |
| DOI-Kennwert                                  | dunkel            |                                |        | 64,0        |
| Σ Strafpunkte Appearance                      |                   |                                |        | 84,0        |
| <b>Einschlüsse</b>                            |                   |                                |        |             |
| Kontrast: Lack/Partikel                       | gering            |                                | hoch   |             |
| Partikelverteilung                            | lokal             |                                | lokal  |             |
| Partikelgröße [mm]                            | Anzahl            | Strafpunkte                    | Anzahl | Strafpunkte |
| 1   |                   | 0,0                            |        | 0,0         |
| 2   |                   | 0,0                            |        | 0,0         |
| 3   |                   | 0,0                            |        | 0,0         |
| Σ Strafpunkte Einschlüsse                     |                   |                                |        | 0,0         |
| Gesamtsrampfunkte                             |                   | 84,0                           |        |             |
| Qualitätsindex<br>Appearance                  |                   | 94                             |        |             |
|   |                   | Beurteilung<br>NICHT bestanden |        |             |



Abbildung 8: Eingabemaske Bewertungssystem (Quelle IPA)

Die Evaluationsarbeiten auf großen Yachtoberflächen haben jedoch eindeutig gezeigt, dass für die Beurteilung der Appearance die Berücksichtigung der großen Wellenlängen > 30 mm wesentlich ist. Mit den am Markt vorhandenen Messgeräten ist diese Messung technisch aber nicht möglich. Aus diesem Grunde wurde eine grundsätzliche Untersuchung einer alternativen Lösung in Form der Deflektometrie durchgeführt. Die erzielten Ergebnisse zeigten, dass mittels dieser Meßmethode nicht nur die großen Wellenlängen erfasst und dargestellt werden können, sondern auch die Wellenlängenbereiche < 30 mm als auch lokale visuelle Defekte im Lackfilm. Für den Einsatz unter Werftbedingungen besteht jedoch zur Findung optimaler Auswertelogarithmen und bei der gerätetechnischen Entwicklung noch Forschungsbedarf.

Mit dem vorliegenden Bewertungssystem besitzt die Werft nun ein Instrument, mit dem einerseits eine objektivere und umfassendere Bewertung der Appearance von Yachtoberflächen erfolgen kann und andererseits eine definierbare Zielvorgabe mit dem Kunden vereinbart werden kann.

Durch die Verknüpfung der subjektiven Bewertungen mit den messtechnischen Parametern kann jetzt die optische Qualität mit einem Qualitätsindex bewertet werden (Siehe Abbildung 9).



Abbildung 9: Ziel Qualitätsindex

## 6. Fazit/Ausblick

Die zur Umsetzung der Ergebnisse des Verbundvorhabens erforderlichen Maßnahmen wurden in einem Maßnahmenkatalog definiert und die Verantwortlichkeiten und Zeithorizonte festgelegt. Das Projekt hat aber auch Erkenntnisse gebracht, die weitere Entwicklungsarbeiten erforderlich machen, so z. B. Deflektometrie für den mobilen Einsatz im Yachtbau, Lösungen zur Teilautomatisierung des Vermessens, zum Spachtelauftrag und Schleifen sowie zum Prüfen der Oberflächenqualität.

## 7. Danksagung

Die vorgestellten Ergebnisse wurden im Rahmen des Verbundprojektes OFIN erzielt. Wir danken dem BMWi und dem Projektträger Jülich für die Unterstützung sowie allen beteiligten Projektpartnern für die kooperative und erfolgreiche Zusammenarbeit.

## **8. Literaturhinweise**

- [1] O.Grewe, M.Geist, M.C.Wanner: Bestimmung der notwendigen Spachteldicken von Megayachten; in M.C.Wanner; Großstrukturen – Zehn Jahre Forschung für die Praxis; Verlag Redieck & Schade, 2010
- [2] Ch. Nagel: Entwicklung und Verifikation eines Simulationsmodells für die Untersuchung der Spachtelschicht; Fraunhofer IFAM-Bericht WP-PB-NA-A307022-02-01 vom 16.02.2009
- [3] Nguyen-Duc, Hung-Viet: OFIN Spachtel-Berechnung in FLW-Bericht vom 20.05.2010
- [4] U.Hoffmann, H.Tran: Bewertungssystem; Fraunhofer IPA – OFIN-Bericht vom 28.01.2010



# Rechenverfahren zum langsamen Manövrieren aus dem Projekt SLOWMAN

Dr.-Ing. Henning Weede, HSVA

## 1. Einleitung

Gemeinsam mit der SVA Potsdam hat die HSVA das vom BMWi geförderte Forschungsvorhaben SLOWMAN abgeschlossen. Gegenstand war die Entwicklung eines Systems zur Simulation langsam manövrierender Schiffe, auch auf flachem Wasser, da entsprechende Untersuchungen häufiger nachgefragt werden. Manöver, die bei Geschwindigkeiten nahe der Betriebsgeschwindigkeit und mäßigen Driftwinkeln und Gierraten auf Tiefwasser erfolgen, können zufriedenstellend simuliert werden. Eine Untersuchung langsamer Manöver im Flachwasser kann aber bislang experimentell nur mit großem Aufwand oder numerisch sehr eingeschränkt durchgeführt werden. Typische Manöver im Stand oder bei kleinen Geschwindigkeiten sind Hafenmanöver, dynamisches Positionieren, Einsatz von Querstrahlern, Schleppertätigkeiten, An- und Ablegen, Drehen und andere. Hinter „langsam“ verbirgt sich der Sachverhalt, dass anders als bei schneller Fahrt Driftwinkel und Drehkreisradien beliebige Werte annehmen können bis hin zum Traversieren und Drehen auf der Stelle.

Die Arbeiten bestanden aus der Entwicklung neuer Methoden, Modellversuchen und RANSE-Berechnungen sowie der Integration vorhandener Methoden in ein modulares Manövriersimulationssystem das den Bewegungsablauf des manövrierenden Schiffes unter Berücksichtigung geringer Geschwindigkeiten, externer Kräfte (Wind, Seegang, Schlepplein) und Flachwassereffekte numerisch simuliert.

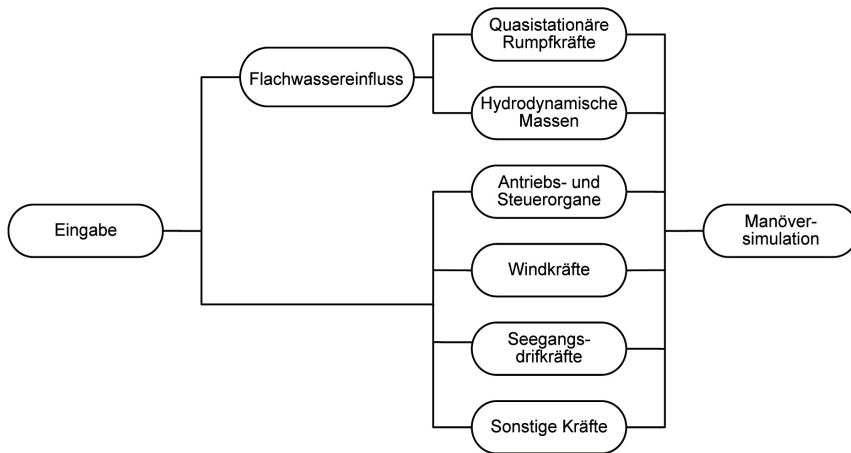
Hier werden das modulare Manövriersimulationssystem kurz vorgestellt, die Bewegungsgleichungen gezeigt und zwei Neuentwicklungen präsentiert:

- eine neue Methode zur konformen Abbildung eines Dipols (bzw. für Flachwasser: einer übereinander angeordneten Serie von Dipolen) in den genauen Verlauf fast beliebiger Spantkonturen, um die ebene Quenumströmung des Schiffes und damit seine hydrodynamischen Massen zu bestimmen,
- ein neuer Ansatz für die Regressionsanalyse, um gemessene und RANS-berechnete quasistationäre Rumpfkkräfte von Vergleichsschiffen als numerisches Modell auf andere Schiffe anzuwenden. Der Ansatz ist der Strömungsmechanik angepasst und berücksichtigt, dass sowohl das

Quadrat der Anströmgeschwindigkeit als auch die Anströmrichtung längs des Schiffes variabel sind, und zwar beim langsamen Manövrieren ganz besonders extrem. Insbesondere vermeidet er eine Division durch Null beim Drehen auf der Stelle.

## 2. Modulares Manövriersimulationssystem

Das modulare System zur Simulation der Manövrierbewegungen, die sich aus Steuersignalen wie z. B. Ruderwinkel, Propellerdrehzahlen bzw. Leistung, Querstrahlruder- oder Schleppereinwirkung und aus Störsignalen wie z. B. Wind ergeben, ist unten schematisch dargestellt.



Quasistationäre Kräfte des Rumpfes werden aus archivierten Messdaten oder RANSE-Rechenergebnissen als Funktion der Bewegungskordinaten durch Regressionsanalyse, siehe Abschnitt 5, gebildet. Modellversuche und RANSE-Berechnungen wurden für drei Referenzschiffe für Tief- und Flachwasser durchgeführt.

Hydrodynamische Massen werden mittels einer neu entwickelten Streifenmethode, siehe Abschnitt 4, die auch für Flachwasser geeignet ist, berechnet.

Antriebs- und Steuerorgane wie Propeller, Pod-Antriebe, Querstrahler, Ruder und sonstige Flossen werden berücksichtigt indem deren hydrodynamische Kräfte mit vorhandenen Messungen oder empirische Formeln bestimmt werden können.

Windkräfte werden aus dem Katalog von Blendermann [2] bestimmt.

Seegangsdrikkräfte werden grob abgeschätzt.

Sonstige externe Kräfte um beispielsweise Schleppertätigkeiten simulieren zu können sind definierbar.

Manöversimulationen werden durch zeitliche Integration den Bewegungsgleichungen (siehe Abschnitt 3) bewerkstelligt, wobei einzelne Beiträge der oben genannten Module einfließen.

### 3. Manövrier-Bewegungsgleichungen

Die Bewegungsgleichungen werden bei Vernachlässigung von Tauch- und Stampfbewegung für vier Freiheitsgrade formuliert, und zwar im aufrechten körperfesten System (körperfest, jedoch ohne Krängung), und bezüglich der Rollbewegung linearisiert. Da Grenzschicht und Wirbelfäden einen nur geringen Anteil am umgebenden Volumen einnehmen rühren die Trägheitseffekte im wesentlichen von einer Potenzialströmung her. Daraus ergibt sich eine lineare Abhängigkeit der hydrodynamischen Trägheitskräfte von den Beschleunigungen, die hier mit hydrodynamischen Massen ausgedrückt wird. Bekanntlich lassen sich am ausgetauchten Starrkörper die Bewegungsgleichungen entkoppeln, indem man den Schwerpunkt als Bezugspunkt verwendet und die Hauptträgheitsachsen als Koordinatensystem. Dasselbe gelingt auch für ein manövrierendes Schiff, bei dem man die Masse und Massenträgheitsmomente mit den hydrodynamischen Massen zusammenfasst. Man verwendet den hydrodynamisch effektiven Schwerpunkt

$$x_0 = \frac{mx_G + m_{yz}^{(tr)}}{m + m_{yy}^{(tt)}} \quad ; \quad y_0 = 0 \quad ; \quad z_0 = \frac{mz_G - m_{xy}^{(rt)}}{m + m_{yy}^{(tt)}}$$

als Koordinatenursprung und vernachlässigt das Deviationsmoment  $I_{xz}$  sowie  $\varphi m z_G$  und. Allein mit diesem Koordinatenursprung lauten die entkoppelten Bewegungsgleichungen des manövrierenden Schiffes

$$\begin{aligned} \dot{u} &= \frac{(m + m_{yy}^{(tt)})vr + (mx_G + m_{yz}^{(tr)})r^2 - 2m z_G r p + \sum X_{Rest}}{(m + m_{xx}^{(tt)})} \\ \dot{v} &= \frac{-(m + m_{xx}^{(tt)})ur - \varphi m z_G r^2 + \sum Y_{Rest}}{(m + m_{yy}^{(tt)})} \\ \dot{r} &= \frac{-(mx_G + m_{yz}^{(tr)})ur - (m_{yy}^{(tt)} - m_{xx}^{(tt)})uv + \varphi m z_G vr + \sum N_{Rest}}{(I_{zz} + m_{zz}^{(rr)})} \\ \dot{p} &= \frac{m z_G ur - \varphi m_{zy}^{(tt)}v^2 - 2\varphi m_{zz}^{(tr)}vr + \varphi (I_{yy} - I_{zz} + m_{yz}^{(rr)})r^2 + \sum K_{Rest}}{(I_{xx} + m_{xx}^{(rr)})} \end{aligned}$$

Die Kräfte und Momente  $\Sigma X_{Rest}$ ,  $\Sigma Y_{Rest}$ ,  $\Sigma N_{Rest}$ ,  $\Sigma K_{Rest}$  bezeichnen die gesamten äußeren Kräfte und Momente ausgenommen der hydrodynamischen Trägheitsanteile. Die Simulation des manövrierenden Schiffes besteht darin, diese Gleichungen numerisch zu integrieren.

#### 4. Berechnung der hydrodynamischen Massen

Die in diesem Vorhaben entwickelte Streifenmethode zur schnellen Berechnung hydrodynamischer Massen in flachem und tiefem Wasser stützt sich auf mehrere Vorarbeiten. Adil et al. [1] wie auch Clarke [3] hatten Vorschläge zur Berechnung einfacher geometrischer Formen mit Flachwasser-Streifenmethoden, die in diesem Vorhaben dankend aufgenommen und für konkrete Schiffsgeometrien weiterentwickelt wurden. Weitere Ideen hierzu stammen von Embrée und Trefethen [5]. Möglichkeiten und Einschränkungen der Methode, einen Dipol zum Schiffsspann zu verzerren ähneln denen der Streifenmethode nach Yeung [6]. Panelmethode vermögen zwar die Potenzialumströmung des Schiffes genauer darzustellen, jedoch um den Preis längerer Rechenzeiten.

Die hydrodynamischen Massen lassen sich einerseits anhand ihrer Definition beschreiben und andererseits mit einer praktischen Anleitung zu ihrer Berechnung.

Zur Definition: Die Green'schen Funktionen – dies sind Strömungspotenziale infolge einer Schiffsbewegung mit der Geschwindigkeit 1 in jeweils einem Freiheitsgrad – werden zu einem Vektor  $\underline{\phi}^{(t)}$  der translatorischen und einem Vektor  $\underline{\phi}^{(r)}$  der rotatorischen Green'schen Funktionen zusammengefasst. Im körperfesten System und bei Integration über die benetzte Außenhaut bzw. das umgebende Kontrollvolumen sind die hydrodynamischen Massen die Komponenten der folgendermaßen definierten hydrodynamischen Massentensoren:

$$\begin{aligned}\underline{\underline{m}}^{(tt)} &= \rho \int_{(V)} \nabla \otimes \underline{\phi}^{(t)} dV = -\rho \int_{(Ah)} d\underline{A} \otimes \underline{\phi}^{(t)} \\ \underline{\underline{m}}^{(tr)} &= \rho \int_{(V)} \nabla \otimes \underline{\phi}^{(r)} dV = -\rho \int_{(Ah)} d\underline{A} \otimes \underline{\phi}^{(r)} \\ \underline{\underline{m}}^{(rt)} &= \rho \int_{(V)} (\underline{x} \times \nabla) \otimes \underline{\phi}^{(t)} dV = -\rho \int_{(Ah)} (\underline{x} \times d\underline{A}) \otimes \underline{\phi}^{(t)} \\ \underline{\underline{m}}^{(rr)} &= \rho \int_{(V)} (\underline{x} \times \nabla) \otimes \underline{\phi}^{(r)} dV = -\rho \int_{(Ah)} (\underline{x} \times d\underline{A}) \otimes \underline{\phi}^{(r)}\end{aligned}$$

Zur praktischen Berechnung: Die wesentlichen hydrodynamischen Massen beruhen auf einer Potenzialströmung um den einzelnen Spant infolge dessen Querbewegung. Diese wird als näherungsweise eben angenommen, so dass sie sich durch ein komplexes Strömungspotenzial  $f(y+iz)$  darstellen lässt. Die Green'sche Funktion der Querbewegung lautet damit

$$\phi_y^{(t)} = \phi = y - \operatorname{Re} \left( f(y+iz) \right)$$

und die Green'sche Funktion der Gierbewegung dementsprechend

$$\phi_z^{(r)} = x \phi$$

Wie das komplexe Strömungspotenzial  $f(y+iz)$  und damit die Green'sche Funktion der Querbewegung zustande kommt wird in den nächsten Kapiteln beschrieben. Daraus ergeben sich drei hydrodynamische Massenverteilungen entlang des Schiffes:

$$\begin{aligned} \mu_{yy}^{(tt)} &= -\varrho \int_{(s)} \phi e_{ny} ds = -\varrho \int_{(s)} \operatorname{Re} (z_{Sec} - f(z_{Sec})) \operatorname{Im}(dz_{Sec}) \\ \mu_{zy\varphi}^{(tt)} &= -\varrho \frac{\partial}{\partial \varphi} \int_{(s)} \phi e_{nz} ds = \varrho \frac{\partial}{\partial \varphi} \int_{(s)} \operatorname{Re} (z_{Sec} - f(z_{Sec})) \operatorname{Re}(dz_{Sec}) \\ \mu_{xy}^{(rt)} &= \varrho \int_{(s)} \phi (z e_{ny} - y e_{nz}) ds = \varrho \int_{(s)} \operatorname{Re} (z_{Sec} - f(z_{Sec})) \operatorname{Re} (\overline{z_{Sec}} dz_{Sec}) \end{aligned}$$

Sie werden über die benetzte Bogenlänge des einzelnen Spantes integriert. Dabei sind  $e_{ny}$  und  $e_{nz}$  die y- und z-Komponente des äußeren Normaleneinheitsvektors.  $z_{Sec}$  ist die Spantkontur als komplexe Funktion einer reellen Variablen.

Damit werden die hydrodynamischen Massen der Quer- und Gierbewegung:

$$\begin{aligned} m_{yy}^{(tt)} &= \int_{(L)} \mu_{yy}^{(tt)} dx \quad ; \quad m_{zy\varphi}^{(tt)} = \int_{(L)} \mu_{zy\varphi}^{(tt)} dx \\ m_{yz}^{(tr)} &= \int_{(L)} x \mu_{yy}^{(tt)} dx \quad ; \quad m_{zz\varphi}^{(tr)} = \int_{(L)} x \mu_{zy\varphi}^{(tt)} dx \\ m_{xy}^{(rt)} &= \int_{(L)} \mu_{xy}^{(rt)} dx \quad ; \quad m_{yy\varphi}^{(rt)} = -m_{zz\varphi}^{(tr)} \quad ; \quad m_{zy}^{(rt)} = m_{yz}^{(tr)} \\ m_{xz}^{(rr)} &= \int_{(L)} x \mu_{xy}^{(rt)} dx \quad ; \quad m_{yz\varphi}^{(rr)} = - \int_{(L)} x^2 \mu_{zy\varphi}^{(tt)} dx \quad ; \quad m_{zz}^{(rr)} = \int_{(L)} x^2 \mu_{yy}^{(tt)} dx \end{aligned}$$

Die hydrodynamische Masse der Surgebewegung ist klein im Vergleich zur Verdrängung und wird geschätzt:

$$m_{xx}^{(tt)} \approx m \left( 1 - 0.53 \frac{T}{B} + 0.078 \left( \frac{T}{B} \right)^2 + 0.035 \left( \frac{T}{B} \right)^3 \right) \frac{\pi T^2}{4} B/V$$

Dies entspricht einem Ponton nach Clauss [4]. Das hydrodynamische Massenträgheitsmoment der Rollbewegung ist klein im Vergleich zum Roll-Massenträgheitsmoment und wird ebenfalls geschätzt:

$$m_{xx}^{(rr)} \approx (0.02 B)^2 m$$

#### 4.1 Konforme Abbildung eines Tiefwasser-Dipols

Es handelt sich um eine Weiterentwicklung der Methode der Lewis-Spanten [6]: der Ansatz wird auf unendlich viele Reihenglieder erweitert. Eine Kreiskontur, dargestellt als komplexe Funktion eines reellen Kurvenparameters

$$z_{Dip}(\varphi) = R e^{i\varphi}$$

wird bei Einheitsgeschwindigkeit mit folgendem komplexen Strömungspotenzial umströmt:

$$f(z) = z + \frac{R^2}{z}$$

Eine konforme Abbildung mit folgendem Reihenansatz

$$\zeta(z) = z + \sum_{j=0}^{\infty} \frac{c_j}{z^j}$$

verzerrt das Kreisprofil  $z_{Dip}(\varphi)$  in eine Form, die bei entsprechenden Koeffizienten  $c_j$  und entsprechendem Radius  $R$  mit der gegebenen Spantkontur  $z_{Sec}(\varphi)$ , ergänzt um ihr Spiegelbild an der freien Oberfläche, zur Deckung gebracht wird:

$$\zeta(z_{Dip}(\varphi)) = R e^{i\varphi} + \sum_{j=0}^{\infty} \frac{c_j}{R^j} e^{-ij\varphi} \approx z_{Sec}(\varphi)$$

Eine Fehlerquadratminimierung

$$\left| R e^{i\varphi} + \sum_{j=0}^{\infty} \frac{c_j}{R^j} e^{-ij\varphi} - z_{Sec}(\varphi) \right|^2 = \min$$

ergibt den Radius  $R$  des Kreisprofils und die Koeffizienten  $c_j$  der konformen Abbildung:

$$R = \operatorname{Re} \left( \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} z_{Sec}(\varphi) e^{-i\varphi} d\varphi \right) \quad ; \quad c_j = R^j \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} z_{Sec}(\varphi) e^{ij\varphi} d\varphi$$

Hierzu kann der FFT-Algorithmus verwendet werden. Welcher Punkt des Kreisprofils in welchen Punkt der Spantkontur abgebildet wird ist noch undefiniert. Im allgemeinen wird sich kein zufriedenstellendes Ergebnis bilden, sondern eine Kurve voller Schlaufen (Kinken) insbesondere an scharfen Knicken. Dies lässt sich durch eine iterative Neudiskretisierung der Spantkontur vermeiden. Man bestimmt jedesmal, welcher Punkt der äquidistant diskretisierten Kreiskontur auf welche Stelle der Spantkontur abgebildet wurde und diskretisiert die Bogenlänge der Spantkontur entsprechend neu.

## 4.2 Konforme Abbildung eines Flachwasser-Dipols

Der Dipol wird nun an der freien Oberfläche und am Boden unendlichfach gespiegelt. Es wird eine vertikale Aneinanderreihung unendlich vieler Dipole angesetzt, deren Abstand voneinander doppelt so groß ist wie die Wassertiefe  $d$ . Diese Reihenentwicklung lässt sich durch einen geschlossenen Ausdruck ersetzen und mit der Länge  $2d/\pi$  dimensionslos darstellen. Das komplexe Strömungspotenzial bei Einheitsgeschwindigkeit lautet

$$f(z) = z + \sum_{j=-\infty}^{\infty} \frac{R^2}{z + 2ij d} = z + \frac{R^2}{\frac{2d}{\pi} \tanh\left(\frac{\pi z}{2d}\right)} = \frac{2d}{\pi} \left( z^* + \frac{R^{*2}}{\tanh z^*} \right)$$

Die in einen Spant zu verzerrende Kontur ist dadurch definiert, dass auf ihr der Imaginärteil verschwindet.

$$\text{Im} \left( z_{Dip}^* + \frac{R^{*2}}{\tanh z_{Dip}^*} \right) = 0$$

In Tiefwasser war sie ein Kreis, aber in Flachwasser lässt sie sich nicht geschlossen angeben, auch nicht als Ellipse, sondern nur anhand dieser Randbedingung.

Entwickelt wurde eine konforme Abbildung  $\zeta(z)$ , welche diese Dipol-Kontur  $z_{Dip}(\varphi)$  in die gegebene Spantkontur  $z_{Sec}(\varphi)$  verzerrt, mit dem Kurvenparameter  $\varphi$ :

$$\zeta^*(z_{Dip}^*(\varphi)) \approx z_{Sec}^*(\varphi)$$

Als Kurvenparameter dient das, was in Tiefwasser der Zentriwinkel der Kreiskontur wäre, nämlich das Argument der komplexen Zahl:

$$\varphi = \arg(z_{Dip}^*) = \arctan \left( \frac{\text{Im}(z_{Dip}^*)}{\text{Re}(z_{Dip}^*)} \right)$$

Wie in Tiefwasser wird für die konforme Abbildung eine Reihenentwicklung angesetzt:

$$\zeta^*(z^*) = z^* + \sum_{j=0}^{\infty} c_j^* N_j(z^*)$$

wobei nun jedoch jede Ansatzfunktion  $N_j(\mathbf{z}^*)$  ihrerseits in eine Reihe entwickelt wird, um die Flachwasser-Randbedingungen zu erfüllen:

$$N_j(z^*) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} \frac{R^{*j}}{(z^* + ik\pi)^j} \quad \text{jedoch} \quad N_0(z^*) = 1$$

Die ersten lassen sich geschlossen angeben

$$\begin{aligned} N_0(z^*) &= 1 \\ N_1(z^*) &= R^* \frac{1}{\tanh z^*} \\ N_2(z^*) &= R^{*2} \left( \frac{1}{\tanh^2 z^*} - 1 \right) \end{aligned}$$

und alle weiteren mit einem Rekursionsschema

$$N_{j+1} = R^{*j+1} \sum_{k=0}^{j+1} a_{j+1,k} \tanh^{-k} z^*$$

mit

$$a_{j+1,k} = \begin{cases} -\frac{k+1}{j} a_{j,k+1} & \text{falls } 0 \leq k \leq 1 \\ \frac{k-1}{j} a_{j,k-1} - \frac{k+1}{j} a_{j,k+1} & \text{falls } 2 \leq k \leq j-1 \\ \frac{k-1}{j} a_{j,k-1} & \text{falls } j \leq k \leq j+1 \end{cases}$$

Um die Koeffizienten  $c_j$  zu bestimmen, mit denen diese Ansatzfunktionen zu gewichtet sind, damit die konform abgebildete Dipol-Kontur möglichst genau mit dem Spant übereinstimmt, wird der mittlere quadratische Fehler minimiert:

$$\left| \zeta^*(z_{Dip}^*(\varphi)) - z_{sec}^*(\varphi) \right|^2 = \min$$

Hieraus entsteht ein lineares Gleichungssystem zur Berechnung der Koeffizienten. Wesentlicher Teil des Verfahrens sind Maßnahmen, um zu verhindern, dass dieses Gleichungssystem zur Laufzeit immer wieder gelöst werden muss. Stattdessen wurden vorgefertigte konstante Matrizen entwickelt, die nur einmal für alle Projekte lauffzeitintensiv berechnet wurden und danach im Anwendungsfall nur von einer Datei eingelesen werden müssen.

Hierzu wird die Spantkontur, ergänzt um ihr Spiegelbild an der freien

Oberfläche und dargestellt als komplexe Funktion  $z_{sec}(\varphi)$  mit Hilfe des FFT-Algorithmus in eine Fourierreihe entwickelt:

$$z_{sec}^*(\varphi) = \sum_{j=-\infty}^{\infty} z_{sec,j} e^{ij\varphi}$$



Die Matrizen, die von einer Datei eingelesen werden anstatt jedesmal Rechenzeit zu kosten, hängen von  $R^*$  ab und liegen für diskrete Werte dieses Parameters in der Datei bereit. Sie sind definiert als

$$\begin{aligned}
 A_{jk} &= \frac{1}{2\pi} \int_{\varphi=0}^{2\pi} \bar{N}_j(z_{Dip}^*) N_k(z_{Dip}^*) d\varphi & B_j &= \frac{1}{2\pi} \int_{\varphi=0}^{2\pi} \bar{z}_{Dip}^* N_j(z_{Dip}^*) d\varphi \\
 C_{jk} &= \frac{1}{2\pi} \int_{\varphi=0}^{2\pi} N_j(z_{Dip}^*) e^{-ik\varphi} d\varphi & D &= \frac{1}{2\pi} \int_{\varphi=0}^{2\pi} z_{Dip}^* \bar{z}_{Dip}^* d\varphi \\
 E_j &= \frac{1}{2\pi} \int_{\varphi=0}^{2\pi} z_{Dip}^* e^{-ij\varphi} d\varphi & [F] &= [A]^{-1}
 \end{aligned}$$

Mit diesen eingelesenen Werten lassen sich die Koeffizienten der konformen Abbildung berechnen:

$$c_j^* = \sum_{k=0}^{\infty} F_{jk} \left( \sum_{l=-\infty}^{\infty} \bar{C}_{kl} z_{Sec,l}^* - \bar{B}_k \right)$$

Unbekannt und iterativ zu suchen ist dann nur noch  $R^*$ . Suchkriterium ist die Fehlerquadratminimierung

$$\begin{aligned}
 &\sum_{j=0}^{\infty} \sum_{k=0}^{\infty} \bar{c}_j^* A_{jk} c_k^* + D + \sum_{j=-\infty}^{\infty} |z_{Sec,j}^*|^2 \\
 &+ 2\text{Re} \left( \sum_{j=0}^{\infty} c_j^* \left( B_j - \sum_{k=-\infty}^{\infty} C_{jk} \bar{z}_{Sec,k}^* \right) - \sum_{j=-\infty}^{\infty} E_j \bar{z}_{Sec,j}^* \right) = \min
 \end{aligned}$$

Wie in tiefem Wasser muss auch hier die Diskretisierung der Spantkontur iterativ verbessert werden, um Schleifen (Kinken) in der konform abgebildeten Dipol-Kontur zu verhindern.

Das so entstandene Programm mancomap (manoeuvring conformal mapping) kennzeichnet sich durch eine Schnelligkeit, die interaktives Arbeiten ermöglicht, was bei Panel-Methoden eher fraglich wäre, d. h. bei einer für DXF-Dateien typische Spantenanzahl sind in wenigen Minuten die hydrodynamischen Massen berechnet.

An seine numerischen Grenzen stößt das Verfahren bei einem Verhältnis Wassertiefe/Tiefgang von 1.4.

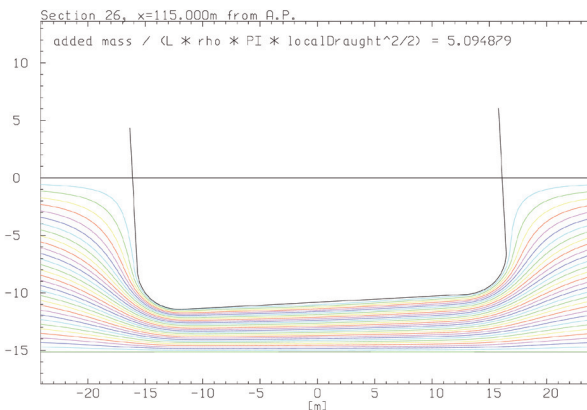
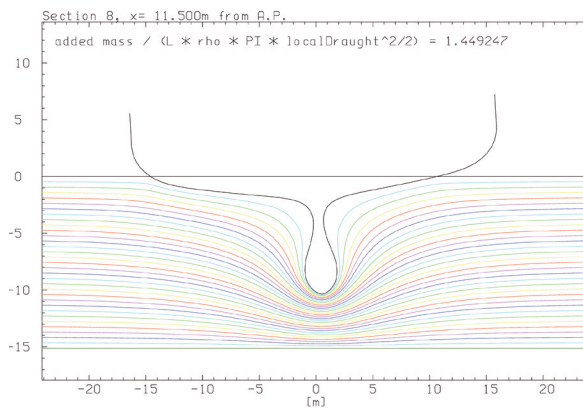
Die hydrodynamischen Massen werden folgendermaßen ausgegeben, damit sie vom Simulationsprogramm eingelesen und verwendet werden können:

```
# Hydrodynamic added masses
# or their derivative with respect to the heeling angle [rad],
# respectively:
```

```
DXFFile = kcs.dxf
Lpp = 230.000 m
B = 32.200 m
Td = 10.800 m
Ta = 10.800 m
Tf = 10.800 m
Depth = 15.120 m
DisplacementVolume = 51970 m^3

m_{11}/(rho*v) = 5.63243e-002
m_{22}/(rho*v) = 2.79784e+000
m_{32phi}/(rho*v) = -2.69502e+000
m_{42}/(rho*v*L) = -3.40594e-002
m_{52phi}/(rho*v*L) = -2.91927e-001
m_{62}/(rho*v*L) = -1.28628e-003
m_{44}/(rho*v*L^2) = 7.84000e-006
m_{26}/(rho*v*L) = -1.28628e-003
m_{36phi}/(rho*v*L) = 2.91927e-001
m_{46}/(rho*v*L^2) = 4.69600e-003
m_{56phi}/(rho*v*L^2) = 2.11114e-002
m_{66}/(rho*v*L^2) = 1.41807e-001
```

Dass das Verfahren keine mehrteiligen Spanten (etwa im Bereich eines Bugwulstes) darstellen kann wird durch Interpolation ausgeglichen. Auf Wunsch bekommt der Benutzer Stromlinienbilder angezeigt. Folgende Beispiele zeigen, dass auch Extremfälle gut wiedergegeben werden. Es handelt sich um zwei Spanten des KCS (Kriso Container Ship) bei 3° Krängung.



## 5. Regressionsanalyse für stationäre Rumpfkkräfte

Nachdem die hydrodynamischen Trägheitsanteile abgespalten sind, können die restlichen hydrodynamischen Kräfte und Momente als quasistationär betrachtet werden. Sie lassen sich aus Mess- und CFD-Ergebnissen von Vergleichsschiffen bilden, und zwar dimensionslos zwecks Übertragung vom Vergleichsschiff aufs aktuelle Projekt

$$X^* = \frac{X}{\frac{\rho}{2} U_{ref}^2 B T} \quad ; \quad Y^* = \frac{Y}{\frac{\rho}{2} U_{ref}^2 L T} \quad ; \quad N^* = \frac{N}{\frac{\rho}{2} U_{ref}^2 L^2 T} \quad ; \quad K^* = \frac{K}{\frac{\rho}{2} U_{ref}^2 L T^2}$$

abhängig von den dimensionslosen Bewegungskoodinaten

$$u^* = \frac{u}{U_{ref}} \quad ; \quad v^* = \frac{v}{U_{ref}} \quad ; \quad r^* = \frac{rL}{U_{ref}}$$

sowie vom Krängungswinkel  $\phi$  und vom Verhältnis Tiefgang/Wassertiefe  $T/d$ , welches besser für Näherungsformeln geeignet ist als sein Kehrwert, weil es endlich bleibt. Als Bezugsgeschwindigkeit

$$U_{ref} = \sqrt{u^2 + v^2 + (rL)^2/12}$$

dient dabei eine Größe, die in keinem Bewegungszustand (außer Ruhe) null werden kann, auch beim Drehen auf der Stelle nicht:

Langsam manövrierende Schiffe weisen beliebig große Driftwinkel auf, sowie Drehkreisradien beliebiger Größe zwischen null und unendlich.

Ohne Drehbewegung liegt es nahe, die Kraft- und Momentenbeiwerte in eine Fourierreihe des Driftwinkels zu entwickeln. Mit Drehbewegung weist jedoch jede Stelle  $x$  entlang des Schiffes einen anderen Driftwinkel auf. Deshalb setzen wir die Kräfte und Momente durch Integration von Verteilungen längs des Schiffes zusammen und verwenden eine Abhängigkeit vom örtlichen Driftwinkel  $\beta_l$

$$\beta_l = \arctan \frac{-(v + rx)}{u} \quad \Rightarrow \quad e^{i\beta_l} = \sqrt{\frac{u - i(v + rx)}{u + i(v + rx)}}$$

Wenn man die Beiträge aus dem Quadrat der örtlichen Geschwindigkeit multipliziert mit der Fourierreihe des örtlichen Driftwinkels über die Schiffslänge integriert (im Falle des Giermoments mit einem Hebelarm) und dabei die Abhängigkeit von der  $x$ -Koordinate als Polynom ansetzt entstehen Ansatzfunktionen der Art

$$\begin{aligned} & F_{j+k(jmax-jmin+1)}(u^*, v^*, r^*) \\ &= \int_{\xi=-1/2}^{1/2} (u^{*2} + (v^* + r^*\xi)^2) \sqrt{\frac{u^* - i(v^* + r^*\xi)}{u^* + i(v^* + r^*\xi)}} \xi^k d\xi \end{aligned}$$

die sich zwar nicht geschlossen, sondern nur numerisch darstellen lassen, die aber geeignet sind, auch extreme Sonderfälle mit zu erfassen, z. B. drehen auf der Stelle. Die Abhängigkeit vom Krängungswinkel wird linearisiert, und die Abhängigkeit vom Verhältnis Tiefgang/Wassertiefe wird quadratisch approximiert. Der Ansatz für die dimensionslosen quasistationären Kräfte und Momente wird damit

$$\begin{aligned}
 X^* &= \sum_{(j)} F_j(u^*, v^*, r^*) (X_j + \varphi X_{j\varphi} + (T/d)X_{jd} + (T/d)^2 X_{jdd}) \\
 Y^* &= \sum_{(j)} F_j(u^*, v^*, r^*) (Y_j + \varphi Y_{j\varphi} + (T/d)Y_{jd} + (T/d)^2 Y_{jdd}) \\
 N^* &= \sum_{(j)} F_{j+jmax-jmin+1}(u^*, v^*, r^*) (Y_j + \varphi Y_{j\varphi} + (T/d)Y_{jd} + (T/d)^2 Y_{jdd}) \\
 K^* &= \sum_{(j)} F_j(u^*, v^*, r^*) (K_j + \varphi K_{j\varphi} + (T/d)K_{jd} + (T/d)^2 K_{jdd})
 \end{aligned}$$

Gleichungssysteme zur Berechnung der Koeffizienten ergeben sich aus einer Fehlerquadratminimierung mit Hilfe des Datenmaterials für das jeweilige Vergleichsschiff.

## 6. Zusammenfassung

Es wurde ein System zur Simulation manövrierender Schiffe bei kleinen Geschwindigkeiten, auch in Flachwasser, präsentiert. Besonders wurden hier zwei Neuentwicklungen vorgestellt: Zum einen ein schneller FFT-gestützter Algorithmus zur Berechnung hydrodynamischer Massen auf der Basis eines konform abgebildeten Dipols. Zum anderen spezielle Ansatzfunktionen für eine Regressionsanalyse, um quasistationäre Kräfte und Momente von archivierten Mess- und RANSE-Ergebnissen aufs aktuelle Schiff übertragen zu können. Die Ansatzfunktionen stellen die Abhängigkeit von den Bewegungskordinaten strömungsmechanisch realistisch dar, und zwar sowohl bei beliebigen Driftwinkeln als auch bei beliebigen Drehkreisradien bis hin zum Drehen im Stand.

## Symbolverzeichnis

|                                    |   |   |
|------------------------------------|---|---|
| $d\mathbf{A}$                      | = | äußerer Normaleneinheitsvektor mal Flächenelement                                       |
| $B$                                | = | Breite des Schiffes   |
| $d$                                | = | Wassertiefe   |
| $I_{xx}$                           | = | Roll-Massenträgheitsmoment im körperfesten System                                       |
| $I_{xz}$                           | = | Deviationsmoment im körperfesten System   |
| $I_{zz}$                           | = | Gier-Massenträgheitsmoment im körperfesten System                                       |
| $i$                                | = | $\sqrt{-1}$   |
| $K$                                | = | Krängungsmoment im körperfesten, jedoch unvertrimmten System                            |
| $K_I$                              | = | hydrodynamisches Trägheits-Krängungsmoment im körperfesten, jedoch unvertrimmten System |
| $L = L_{pp}$                       | = | Länge zwischen den Loten  |
| $m$                                | = | Masse des Schiffes  |
| $\underline{\underline{m}}^{(tt)}$ | = | hydrodynamischer Massentensor für die Kräfte infolge Translationsbewegung               |
| $\underline{\underline{m}}^{(tr)}$ | = | hydrodynamischer Massentensor für die Kräfte infolge Rotationsbewegung                  |
| $\underline{\underline{m}}^{(rt)}$ | = | hydrodynamischer Massentensor für die Momente infolge Translationsbewegung              |
| $\underline{\underline{m}}^{(rr)}$ | = | hydrodynamischer Massentensor für die Momente infolge Rotationsbewegung                 |
| $N$                                | = | Giermoment im körperfesten, jedoch ungekrängten System                                  |
| $N_I$                              | = | hydrodynamisches Trägheits-Giermoment im körperfesten, jedoch ungekrängten System       |
| $p$                                | = | Rollgeschwindigkeit um die unvertrimmte Längsachse                                      |

|                 |   |   |
|-----------------|---|---|
| $R$             | = | in Tiefwasser: Radius der Dipol-Kontur. In Flachwasser: ein entsprechender Parameter, der die Intensität des Dipols ausdrückt |
| $r$             | = | Giergeschwindigkeit um die ungekrängte, unvertrimmte Hochachse  |
| $s$             | = | Bogenlänge entlang der Spant- oder Dipolkontur  |
| $T$             | = | Tiefgang  |
| $t$             | = | Zeit  |
| $U$             | = | Gesamtgeschwindigkeit $\sqrt{u^2 + v^2}$ des Schiffes   |
| $U_{ref}$       | = | Bezugsgeschwindigkeit $\sqrt{u^2 + v^2 + (rL)^2/12}$  |
| $u$             | = | Horizontalgeschwindigkeit des körperfesten Bezugspunktes in unvertrimmter Längsrichtung                                       |
| $V$             | = | Volumen, Verdrängung  |
| $v$             | = | Horizontalgeschwindigkeit des körperfesten Bezugspunktes in ungekrängter Querrichtung   |
| $X$             | = | Längskraft im körperfesten, jedoch unvertrimmten System   |
| $X_I$           | = | hydrodynamische Trägheits-Längskraft im körperfesten, jedoch unvertrimmten System   |
| $\underline{x}$ | = | körperfester Ortsvektor   |
| $x$             | = | körperfeste Längskoordinate (ab Hauptspant)   |
| $x_G$           | = | körperfeste Längskoordinate des Schwerpunkts  |
| $Y$             | = | Querkraft im körperfesten, jedoch ungekrängten System   |
| $Y_I$           | = | hydrodynamische Trägheits-Querkraft im körperfesten, jedoch ungekrängten System   |
| $z$             | = | je nach Kontext entweder Vertikalkoordinate (ungekrängt, unvertrimmt) oder komplexe Zahl                                      |
| $z_{Dip}(s)$    | = | Dipol-Kontur als komplexe Funktion einer reellen Bogenlänge, in Tiefwasser ein Kreis  |

|                              |   |  |
|------------------------------|---|--|
| $z_G$                        | = | körperfeste, jedoch ungekrängte, unvertrimmte Vertikal-<br>koordinate des Schwerpunkts   |
| $z_{Sec}(s)$                 | = | Spantkontur als komplexe Funktion einer reellen<br>Bogenlänge  |
| $\beta$                      | = | Driftwinkel $\arctan(-v/u)$  |
| $\beta_l$                    | = | lokaler Driftwinkel $\arctan(-(v + rx)/u)$   |
| $\varphi$                    | = | je nach Kontext entweder Krängungswinkel oder Parameter<br>(Zentriwinkel) einer komplexen Kurve  |
| $\varrho$                    | = | Dichte des Wassers   |
| $\phi$                       | = | ebene Green'sche Funktion der Querbewegung eines<br>einzelnen Spantes  |
| $\underline{\phi}^{(t)}$     | = | Vektor aus den drei Green'schen Funktionen der<br>Translationsbewegungen   |
| $\underline{\phi}^{(r)}$     | = | Vektor aus den drei Green'schen Funktionen der Rotations-<br>bewegungen  |
| $\zeta(z)$                   | = | konforme Abbildung, die eine Dipol-Kontur zum Schiffsspannt<br>verzerrt  |
| $\dot{()}$                   |   | zeitliche Ableitung $\partial/\partial t$  |
| $\underline{()}$             |   | Vektor (Tensor erster Stufe)   |
| $\underline{\underline{()}}$ |   | Tensor zweiter Stufe   |
| $\otimes$                    |   | dyadische Multiplikation: $(\underline{a} \otimes \underline{b}) \cdot \underline{c} = \underline{a}(\underline{b} \cdot \underline{c})$ |
| $\nabla$                     |   | Nabla-Operator, Vektor aus den Richtungsableitungen  |
| $()^*$                       |   | dimensionslose Größe   |
| $\overline{()}$              |   | je nach Kontext: entweder konjugiert komplexe Zahl oder<br>Mittelwert  |

## Literatur

- [1] H. Adil, M. Duan, and Y.Wang. Hydrodynamic coefficients of ships with forward speed in shallow waters. *Journal of Ship Mechanics*, 8(3): 46 – 54, 2004.
- [2] W. Blendermann. Wind loading of ships – collected data from wind tunnel tests in uniform flow. Bericht 574, Institut für Schiffbau der Universität Hamburg, 1996.
- [3] D. Clarke. The effect of shallow water on manoeuvring derivatives using conformal mapping. *Control Engineering Practice*, 6(5): 629-634, 1998.
- [4] G. Clauss, E. Lehmann, and C. Østergaard, editors. *Meerestechnische Konstruktionen*. Springer-Verlag, 1988.
- [5] Mark Embrée and Lloyd N. Trefethen. Green's functions for multiply connected domains via conformal mapping. *SIAM Review*, 41(4): 745 – 761, 1998.
- [6] F.M. Lewis. The inertia of water surrounding a vibrating ship. *SNAME Transactions*, (37): 1 – 20, 1929.
- [7] R. W. Yeung. A singularity distribution method for free-surface flow problems with an oscillating body. Report NA 73 – 6, UNIV. OF CALIFORNIA AT BERKELEY, COLLEGE OF ENGINEERING, 1974.



# HELSS – Hydroelastizität von Schiffen im Seegang

Jan Oberhagemann, Ould El Moctar, Jan Kaufmann (Germanischer Lloyd)

## Nomenclature

|                      |   |  |
|----------------------|---|--|
| $A_s$                | = | Effective shear area                                 |
| $a / a_0$            | = | Normalized acceleration                              |
| $\vec{a}$            | = | Vector of second derivatives of $\vec{d}$            |
| $\vec{d}$            | = | Vector of nodal displacements                        |
| $\vec{d}^n$          | = | Vector of Timoshenko beam's nodal displacements      |
| $E$                  | = | Young's modulus                                      |
| $F_v / F_0$          | = | Normalized force                                     |
| $F_z / F_{z0}$       | = | Normalized stillwater vertical shear                 |
| $\vec{F}$            | = | External force vector                                |
| $\vec{f}$            | = | Fluid force per unit length                          |
| $\vec{f}_c$          | = | Forces that cause elastic deformation                |
| $f_c$                | = | Transverse component of $\vec{f}_c$                  |
| $G$                  | = | Shear modulus  |
| $H$                  | = | Wave height  |
| $L$                  | = | Ship length  |
| $M_c$                | = | Bending moment related to $m_c$                      |
| $\vec{M}$            | = | External moment vector                               |
| $M_y / M_{y0}$       | = | Normalized stillwater vertical bending               |
| $I$                  | = | Moment of inertia of ship                            |
| $I_s$                | = | Moment of inertia of section                         |
| $K$                  | = | Stiffness matrix                                     |
| $M$                  | = | Mass matrix  |
| $m$                  | = | Ship mass  |
| $\vec{m}$            | = | External moment per unit length                      |
| $\vec{m}_c$          | = | Moments that cause elastic deformation               |
| $m_c$                | = | Tangential component of $\vec{m}_c$                  |
| $n$                  | = | Index for time step number                           |
| $O(x,y,z)$           | = | Local coordinate system                              |
| $O'(\xi,\eta,\zeta)$ | = | Newtonian coordinate system                          |
| $P_{sl} / P_0$       | = | Normalized pressure                                  |
| $\vec{r}$            | = | Position vector                                      |
| $S$                  | = | Rotational matrix                                    |
| $T_0$                | = | Wave encounter period                                |
| $t$                  | = | Time   |
| $U$                  | = | Fluid solution domain                                |
| $\vec{u}$            | = | Displacement of $\vec{r}$ caused by hull deformation |

|                      |   |   |
|----------------------|---|---|
| VSF                  | = | Vertical shear force                          |
| $v$                  | = | Ship speed                                    |
| <b>W</b>             | = | Structure solution domain                     |
| $z_j$                | = | Timoshenko beam nodal displacement            |
| $\beta$              | = | Wave heading                                  |
| $\Psi, \Theta, \Phi$ | = | Euler rotations                               |
| $\ddot{\xi}_O$       | = | Translatory acceleration of center of gravity |
| $\mu$                | = | Mass per unit length                          |
| $\psi_j$             | = | Timoshenko beam rotations                     |
| $\lambda$            | = | Wave length                                   |
| $\dot{\omega}$       | = | Angular acceleration                          |

## Abstract

Im Zuge dieses Projektes wurden numerische Methoden entwickelt, um den Einfluss der Strukturverformung auf die hydrodynamischen Lasten zu bestimmen, die auf große Containerschiffe im Seegang wirken.

Die elastischen Verformungen wurden den Starrkörperbewegungen des Schiffes überlagert. Erwartungsgemäß überwogen die untersten Biegeeigenformen. Mit einem Finite-Elemente Timoshenko Balkenmodell wurden die Biege- und Schubverformungen berechnet. Die Gleichungen zur Berechnung der Strukturverformung wurden mit den Reynolds gemittelten Navier-Stokes (RANS) Gleichungen gekoppelt. Die RANS-Gleichungen sowie eine Transportgleichung zur Erfassung der freien Oberfläche in ihrer Integralform wurden für eine endliche Anzahl von Kontrollvolumina im Berechnungsgebiet gelöst. Die Druck- und Reibungskräfte wurden über die Rumpfoberfläche integriert, um sowohl die Starrkörperbewegungen als auch die elastischen Verformungen des Rumpfes zu bestimmen. Das Volumengitter wurde entsprechend der berechneten Starkkörperverschiebungen und der elastischen Schiffskörperverformungen angepasst. Ein Vergleich der Bewegungen, Belastungen und Verformungen mit Modellversuchsergebnissen für ein 13 000 TEU Post-Panmax Containerschiff wurde durchgeführt. Ebenfalls wurden die Daten mit Großausführungsmessungen eines 7500 TEU Containerschiffs verglichen.

## 1. Introduction

A ship's life expectancy depends on the stresses experienced by the hull. These stresses, in turn, depend on external loads acting on the hull structure. In this regard, dynamic loading and fluid-structure interaction have become increasingly important over the last decade. Dynamic loads not only influence the hull's fatigue strength, but also the experienced maximum loads for ultimate strength assessment. Furthermore, load-induced accelerations may cause rigid-body and elastic hull girder vibrations, and large accelerations

generally reduce comfort levels of passenger ships and yachts. High-frequency hull girder structural response, known as whipping, is of particular interest for containerships because the induced vibrations may lead to lashing gear failure and cargo damage. Containerships have grown rapidly in size. Nowadays, “mega carriers” with more than 12000 TEU capacity are widely established. These ships have lengths around 360 m and speeds around 26 knots. Such lengths lead to relatively low natural frequencies for the lowest vibration modes in hull girder bending, and the relatively high speed causes increased peak frequencies of the encountered wave spectrum. In sum, excitation near resonance is of concern for very large container ships, more so than for other kinds of ships. Also, more frequent intense slamming impacts occur at higher encounter frequencies.

Ship seakeeping analyses usually consider a rigid ship hull, and global strength analyses are usually based on a quasi-static approach. Rule based safety factors then account for dynamic loads effects caused by the hydro-elastic interaction between fluid and structure. However, validated numerical simulation techniques helps to quantify dynamic loads directly, and they are especially useful to evaluate unconventional designs.

Hydro-elastic analyses for ships date back to the 1970s, when Bishop and Price (1979) contributed milestone work. They considered the ship hull in a simple beam model. Bishop et al. (1986) extended this approach by introducing the dry natural modes for the hull structure. Their general approach remained current until today. For example, by relying on linear potential flow theory for the fluid and modal representation for the ship hull, Taghipour et al. (2006) obtained reliable predictions for the structural behavior in regular waves. Seto et al. (2005) used a similar method to analyze a very large floating structure, whereas Wang (2000) applied a strip method and a beam model to predict vertical motions of fast ships. Storhaug (2003), Storhaug et al. (2003), and Kaminski et al. (2006) documented extensive literature reviews on whipping analyses for ships. We limit ourselves here to a brief overview to give some perspective on our approach.

Whipping is triggered by hydrodynamic impact loads. Generally, these loads occur in large waves and, therefore, nonlinearities must be considered to yield realistic predictions. Frequency domain approaches that account for second-order effects introduce considerable complexities, e.g., Vidic-Perunovic (2005). Wu and Hermundstad (2002) and Wu and Moan (2006) employ first a linear frequency domain approach and then transform the results to the time domain, adding additional force terms in the motion equations to account for nonlinear effects. Errors in the physical model are deliberately accepted to obtain a fast analysis tool. There is one basic features common to all these techniques, namely, the modal approach represents the structural

elasticity and the fluid is considered to be ideal (potential flow theory). Our experience with rigid-body seakeeping analyses showed that nonlinear methods are necessary to yield accurate ship motions and free-surface wave deformations (el Moctar et al., 2005), ruling out linear frequency domain methods. Direct integration of motion equations in time domain simulations avoids many complexities in the formulation and errors in the physical modeling, of course, at the expense of higher numerical effort.

Various options are available to include fluid-structure coupling in hydro-elastic simulations. Some methods employ a fully coupled direct technique by implementing fluid and structural analyses in one code. Other methods use dedicated codes for fluid and structural analyses, which are then coupled in each time step. Strong coupling considers the mutual effects of fluid-structure interaction; weak coupling, only effects of the fluid on the structure, Matthies et al. (2006).

El Moctar et al. (2006) described an approach involving weak coupling between fluid and structure. Here, Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS) equations computed pressures that influenced the hull deformation; however, the hull deformation did not affect these pressures. At each time step, the finite element (FE) model was analyzed as an elastic structure. The computational approach, implemented within the finite element code ANSYS, yielded the dynamic response of the elastic hull structure. The so-called transient dynamic analysis (also known as time-history analysis) determined the dynamic response of global hull structure under the action of time-dependent slamming loads. The time scale of the loading was such that inertia and damping effects had to be considered. Two percent of critical damping was deemed appropriate for the large ship analyzed. To compute added masses, Lewis forms were placed at 100 equidistant stations, yielding added mass coefficients for two-dimensional cross sections. Their sum yielded added mass estimates for the whole ship.

To assess whipping of a ship's hull structure induced by impact-related slamming, we present here a numerical algorithm that accounts for large-scale elastic effects during transient fluid dynamic computations. The method superimposes rigid body motions and elastic deformations, whereby amplitudes of rigid body motions are large relative to amplitudes of elastic hull deformations.

A slamming impact excites hull vibrations in a wide range of frequencies. Based on the fact that low bending eigenmodes contribute most to the total vibration energy, we relied on a structural model that represents only the fundamental hull girder bending vibrations. Oriented in the longitudinal direction of the ship, this model is a finite element (FE) Timoshenko beam that

accounts for bending and shear deformations. This FE model was coupled to the RANS equations solver COMET (CD-Adapco, 2002), software that solves the discretized RANS equations in their integral form for a finite number of control volumes – cells – constituting the solution domain. Integrated pressures and friction forces on the hull surface excited the rigid and elastic motions of the ship. In return, these motions influenced the surrounding fluids. The fluid grid was transformed to the translating and rotating ship motions and adapted to the vibration displacements of the hull surface. Our procedure represents the continued development of a technique initially developed by el Moctar et al. (2004, 2006).

## **2. Computational Procedure**

The reliable prediction of loads is crucial for an accurate global structural analysis of a ship. The problem is to define these loads in a manner useful for the assessment of the ship's structural strength, for example, via the analysis of a finite element (FE) model of the hull. It is impractical to apply a straightforward nonlinear time domain simulation for a long-term assessment. Instead, based on the so-called equivalent design wave approach, we present here a numerical procedure that combined the use of a boundary element method (BEM), an extended RANS equations solver, and a finite element Timoshenko-beam. First, the BEM GLPANEL (Papanikolaou and Schellin, 1991) obtained the hydrodynamic data base needed for a statistic/probabilistic long-term analysis of the ship's operation, yielding so-called equivalent regular design waves that represented design load conditions relevant for the dimensioning of the hull structure. This analysis yielded long-term loads that did not account for impact-related wave effects. For those wave conditions and ship speeds that led to the highest design loads, we subsequently performed coupled RANSE-FE computations to demonstrate the effects of impact-related loads on global hull girder loads. To accomplish this task, the RANS equations solver COMET was extended to obtain ship motions, the corresponding pressures distribution acting on the ship under these design wave conditions, and the hull elastic deformations by solving the nonlinear rigid body six degrees of freedom motion equations and the Timoshenko beam equations in the time domain. In this way, wave-induced loads included whipping effects caused by slamming and green water on deck.

## **3 Numerical Methods**

### **3.1 The Panel Code**

The linear frequency-domain panel code uses zero-speed Green functions and a forward speed correction based on the so-called encounter frequency approach. A velocity potential is found by distributing singularities (sources

and sinks) of constant strength over the mean wetted surface of the hull. The velocity potential is separated into a time-independent steady contribution caused by the ship's forward speed and a time-dependent part associated with the incident wave system and the oscillating ship motions. For a ship advancing at constant mean forward speed, the incident waves undergo scattering (diffraction), leading to a diffraction wave potential that oscillates harmonically and induces a wave field of the same frequency radiating away from the ship. The ship moving in the wave field creates body motion potentials corresponding to three translational and three angular ship motions. These body potentials and the diffraction potential are superimposed on the incident wave potential.

The source strengths are found by satisfying the body boundary conditions, leading to integral equations of the second Fredholm type for each of the source strength contributions. These equations are solved numerically by replacing them with a system of linear equations. The wetted hull is discretized into a finite number of small triangular or rectangular surface patches (panels) in a way that represents the hull surface without creating 'leakage' gaps. The integral equations are replaced by sets of linear equations from which the desired source strengths are determined. Dynamic pressure forces resulting from ship motions follow from the pressure on the hull surface according to the linearized Bernoulli equation. Integration of pressures over the hull surface yields hydrodynamic force and moment amplitudes

### **3.2 The RANS Equations Solver**

The RANS equations solver COMET, a code that implements interface-capturing techniques of the volume-of-fluid (VoF) type, proved to be suitable for handling strong nonlinearities. Today, this kind of code is the obvious choice for computing complex free-surface shapes with breaking waves, sprays and air trapping, hydrodynamic phenomena that should be considered to predict slamming pressures. The conservation equations for mass and momentum in their integral form serve as the starting point. The fluid is assumed to be viscous. The solution domain is subdivided into a finite number of control volumes that may be of arbitrary shape. The integrals are numerically approximated using the midpoint rule. The mass flux through the cell face is taken from the previous iteration, following a simple Picard iteration approach.

The remaining unknown variables at the center of the cell face are determined by combining a central differencing scheme (CDS) with an upwind differencing scheme (UDS). A second-order central difference scheme (CDS) can lead to unrealistic oscillations if the Peclet number exceeds two and large gradients are involved. On the other hand, an upstream difference scheme (UDS) is unconditionally stable, but leads to higher numerical diffusion. To

obtain a good compromise between accuracy and stability, the schemes are blended. Near the ship hull, the blending factor is chosen between 0.8 and 0.9. The three time level methods are used to integrate in time. Pressure and velocity are coupled by a variant of the SIMPLE algorithm (Muzaferija and Peric, 1998). All equations except the pressure correction equations are under-relaxed using a relaxation factor of 0.8. The pressure correction equation is under-relaxed using a relaxation factor between 0.2 and 0.4 for unsteady simulations, finding in each case a suitable compromise between stability and convergence speed. The two-fluid system is modeled by a two-phase formulation of the governing equations. No explicit free surface is defined during the computations, and overturning (breaking) waves as well as buoyancy effects of trapped air are accounted for.

The spatial distribution of each of the two fluids is obtained by solving an additional transport equation for the volume fraction of one of the fluids. The free surface is smeared over two to three control volumes.

### 3.3 Fluid-Structure Interaction

We define two interdependent solution domains, namely, the fluid solution domain  $\mathbf{W}$  and the structure solution domain  $\mathbf{U}$ . We use two coordinate systems, namely, a Newtonian coordinate system  $\mathbf{O}'(\xi, \eta, \zeta)$  moving with the ship's mean velocity and a local coordinate system  $\mathbf{O}(x, y, z)$  moving with the ship's center of gravity. The undeformed hull with mass  $m$  and moment of inertia  $\mathbf{I}$  about its center of gravity is the reference configuration; the deformed hull with its shape and position at time instant  $t_n$ , the actual configuration. To obtain the position of any material point of the ship, its motion is split into a translatory and a rotary component derived from rigid body motions and another component derived from the elastic displacement relative to the local coordinate frame, see Fig. 1. Position vector  $\vec{r}$  of a point on the undeformed ship is expressed in local coordinates. Thus,  $\vec{r}$  is time independent. Vector  $\vec{u}$  defines the displacement of  $\vec{r}$  caused by deformations of the hull, and vector  $\vec{u}_{(\vec{r}, t)}$  defines the distinct relation between the undeformed hull and the actual configuration.

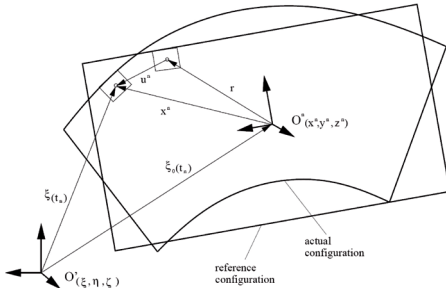


Fig. 1: Global and local reference frame of undeformed and actual configuration at time  $t_n$

Vector  $\vec{x}$  defines the location of a point in the actual configuration. This vector is the sum of location vector  $\vec{r}$  in the reference configuration and the actual displacement vector  $\vec{u}$ . Vectors  $\vec{x}$  and  $\vec{\xi}$  are then related as follows:

$$\vec{\xi} = \vec{\xi}_O + \mathbf{S} \vec{x} = \vec{\xi}_O + \mathbf{S} (\vec{r} + \vec{u}) \quad (2)$$

where  $\vec{\xi}_O$  is the vector extending from origin  $\mathbf{O}'$  to the ship's center of gravity, which is located at  $\mathbf{O}$ . Translatory and angular accelerations of the center of gravity,  $\ddot{\xi}_O$  and  $\dot{\bar{\omega}}$ , respectively, are obtained by solving the following equations:

$$\vec{F} = m \ddot{\xi}_O \quad (3)$$

$$\vec{M} = \mathbf{SIS}^T \dot{\bar{\omega}} + \bar{\omega} \times \mathbf{SIS}^T \bar{\omega} \quad (4)$$

where  $\vec{F}$  and  $\vec{M}$  are, respectively, the vector of external forces at and the vector of external moments about the ship's center of gravity. Using the trapezoidal Euler scheme (Brunswig, 2004), accelerations are integrated twice to obtain the position of the center of gravity.

The ship's elastic deformations were computed by means of an FE beam extending in the longitudinal direction of the ship. To expedite the formulation, the ship's hull was separated lengthwise into several sections. Considering the equilibrium of external fluid and inertia forces on one section, we write

$$\vec{f} - \mu \ddot{\xi}_g = \vec{f}_c \quad (5)$$

$$\vec{m} - \bar{\omega} \times \mathbf{I}_s \mathbf{S}^T \bar{\omega} - \mathbf{I}_s \mathbf{S}^T \dot{\bar{\omega}} = \vec{m}_c \quad (6)$$

where  $\vec{f}$  is fluid force per unit length,  $\mu$  is mass per unit length,  $\ddot{\xi}_g$  is the center of gravity of the section,  $\vec{m}$  is the external moment per unit length acting on the section, and  $\mathbf{I}_s$  is the moment of inertia of the section about the its center of gravity  $\ddot{\xi}_g$ . Vectors  $\vec{f}_c$  and  $\vec{m}_c$  represent, respectively, forces and moments that cause the elastic deformation of the section.

A Timoshenko beam modeled the ship's structure. Vertical displacements and rotations about the ship's horizontal axis were considered. A section's rotation accounted for shear by assuming a constant transverse distribution of shear stresses over the section's length, which is equivalent to a planar rotation of all sections.

For the FE formulation, motion equations of the Timoshenko beam sections were derived in the local coordinate system. We first defined  $f_c$  and  $m_c$  as the transverse and tangential components, respectively, of the exciting terms  $\vec{f}_c$  and  $\vec{m}_c$ , transformed into the local coordinate system. Transverse force  $F_c$  and bending moment  $M_c$  are related to  $f_c$ ,  $m_c$ , displacement  $z$ , and rotation  $\psi$  as follows:



$$z' - \psi = \frac{F_c}{G A_s} ; \quad \psi' = \frac{M_c}{E I_y} \quad (7)$$

$$\frac{dF_c}{dx} = f_c ; \quad \frac{dM_c}{dx} = m_c \quad (8)$$

where  $A_s$  is effective shear area,  $E$  is Young's modulus,  $G$  is shear modulus, and  $I_y$  is sectional moment of inertia. Derivatives  $z'$  and  $\psi'$  are spatial derivatives in the negative  $x$ -direction. Formulating force and momentum equilibrium led to the following differential equations for the displacement and rotation of the beam sections:

$$(G A_s (z' - \psi))' - \mu \ddot{z} = 0 \quad (9)$$

$$(E I_y \psi')' + G A_s (z' - \psi) - \bar{\mu} \ddot{\psi} = 0 \quad (10)$$

where  $\bar{\mu}$  is the moment of inertia per unit length. The finite elements of length  $l_E$  of the Timoshenko beam were assumed to have constant properties  $E$ ,  $G$ ,  $I_y$ ,  $A_s$ ,  $\mu$ , and  $\bar{\mu}$ . Every element had four degrees of freedom, namely, displacement and rotation at both ends of the element. Third order shape functions described the distribution of displacement and rotation along an element's length. Terms of the stiffness matrix  $\mathbf{K}$  and the mass matrix  $\mathbf{M}$  as well as the force vector  $\hat{f}$  were obtained on the bases of these shape functions (Söding, 1987), resulting in the following system of linear equations:

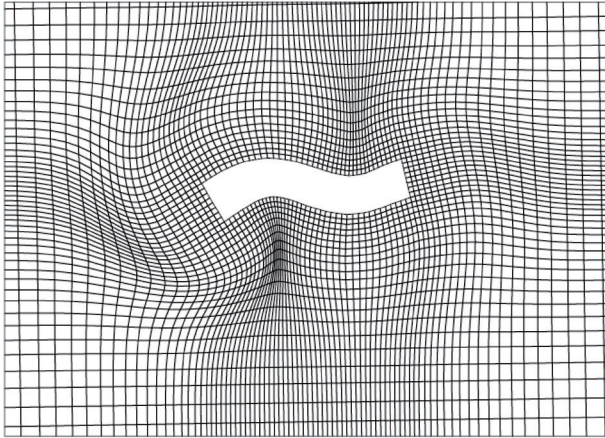
$$\mathbf{M} \ddot{\vec{d}} + \mathbf{K} \vec{d} = \hat{f} \quad (11)$$

where  $\vec{d}$  is the vector of nodal displacements and rotations, and  $\ddot{\vec{d}}$  is the vector of their second time derivatives. The solution was obtained by solving for  $\vec{d}$  and time integrating using the second order Newmark scheme (Oberhagemann, 2006).

Solutions of  $\mathbf{U}^n$  and  $\mathbf{W}^n$  were solved for at every time step, allowing for implicit as well as explicit coupling. (Index  $n$  refers to time step number.) Because of their interdependence, implicit coupling required iterative solutions of  $\mathbf{U}^n$  and  $\mathbf{W}^n$ . Hence, at each time step, the numerical grid had to be updated several times, which caused a significant increase in computing time. Explicit coupling required less computing time because only one solution couple of  $\mathbf{U}^n$  and  $\mathbf{W}^n$  had to be solved for. However, explicit coupling may yield unrealistic results because the solution of  $\mathbf{U}^n$  depended on the solution of  $\mathbf{W}^{n-1}$  of the previous time steps and visa versa.

We considered only small deformations in the vertical  $x,z$ -plane of the Timoshenko beam, thereby allowing for a simpler grid deformation algorithm without significant loss of mesh quality. The updated vector  $\vec{d}^n$  of the beam's nodal displacements  $z_j$  and rotations  $\psi_j$  determined the actual deflection line of the ship's hull. Grid deformations may result in large relative displacements between adjacent grid nodes far off the hull surface while relative displacement are smallest close to the hull. To prevent cells at outer regions of the grid from degenerating, displacements and rotations

were multiplied by a decay function. The deformed grid shown in Fig. 2 was obtained with this technique, here for a rectangular box



*Fig. 2: Example of deformed grid*

#### 4. Validation

We investigated large-scale hydroelastic effects caused by slamming-induced hull whipping a modern twin screw containership. We considered two loading conditions, namely, the ship in ballast and the ship fully laden. Tables 1 and 2 list principal particulars of the ship and specifications for the two loading conditions, respectively, and Fig. 3 shows the ship's hull shape. We defined a right-handed cartesian  $x,y,z$ -coordinate system with the  $x$ -axis pointing forward, the  $y$ -axis pointing to port, the  $z$ -axis pointing upwards, and the origin located on the ship's aft perpendicular at the base line of the midship plane. All values were normalized.

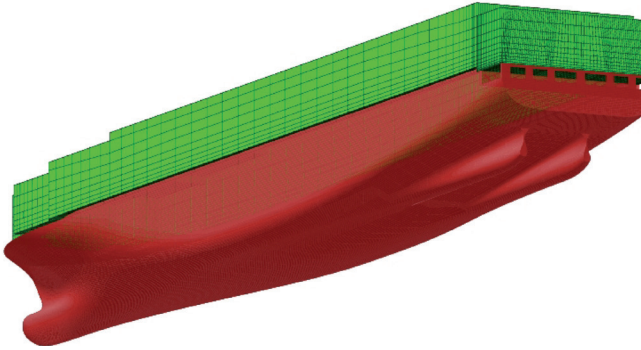
**Table 1: Principal particulars of containership**

| Capacity                      | 13 000 TEU |
|-------------------------------|------------|
| Length between perpendiculars | 365.6 m    |
| Molded breadth                | 54.3 m     |
| Depth                         | 27.7 m     |
| Scantling draft               | 15.0 m     |
| Service speed                 | 28.0 knots |

**Table 2: Specifications for two loading conditions**

| Loading condition   | Ballast | Laden  |
|---------------------|---------|--------|
| Draft aft.          | 9.3 m   | 15.0 m |
| Draft forward       | 8.1 m   | 15.0 m |
| Transverse gyradius | 20.0 m  | 20.9 m |
| Long. gyradius      | 91.4 m  | 92.8 m |

We investigated effects of wave-induced impact-related slamming loads on hull girder whipping. The flat area between propeller shafts is likely to subject the ship to stern slamming. Therefore, we first examined the ship under wave conditions that led to stern slamming before analyzing the ship under wave conditions that caused slamming in the bow region. Both conditions were expected to induce hull girder whipping. Table 3 summarizes conditions of the four regular design waves we analyzed. For each run are listed wave heading  $\beta$ , wave length  $\lambda$ , wave height  $H$ , and ship speed  $v$ . A wave heading of  $\beta = 0$  deg. denotes following waves; of  $\beta = 180$  deg., head waves; and of  $\beta = 90$  deg., beam waves from starboard.

*Fig. 3: View from below of the investigated containership***Table 3: Regular waves analyzed**

| Run | $\beta$ [deg.] | $\lambda$ [m] | $H$ [m] | $v$ [knots] |
|-----|----------------|---------------|---------|-------------|
| 1   | 0              | 400           | 19.6    | 0           |
| 2   | 180            | 292           | 28.2    | 0           |
| 3   | 180            | 306           | 18.0    | 16.7        |
| 4   | 180            | 400           | 19.0    | 17.3        |

The RANS computations, coupled to the solution of nonlinear ship motion equations, yielded slamming pressures that, when integrated and added to wave-induced hydrostatic and hydrodynamic loads, made up the global hull girder external loads. Initial and boundary conditions were imposed, appropriate for the four regular design waves.

The numerical volume grid surrounding the ship comprised about two millions hexahedral control volumes. To avoid flow disturbances at outer grid boundaries, these boundaries were located at a distance of one ship length to the side, 1.5 L ahead of the bow, 2.5 L aft, 1 L above the deck and 1.5 L beneath the keel. Near the ship hull and ahead of the ship grid density was high to resolve the wave, whereas aft of the ship the grid became coarse to dampen the waves.

Computations were performed for 180 s real time, generally long enough for the ship to attain a periodic response. The time step size was 0.02 s. The ship was free to heave and pitch. The other motions were suppressed.

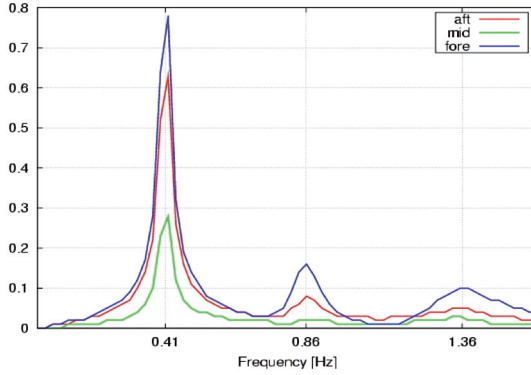
For comparison with model test measurements, pressures were monitored at 15 locations on the hull surface. We selected their locations to closely coincide with pressure sensor locations of the model tests.

For run 1, we computed only rigid body hull response and considered only the ballast condition. For the other three runs, we computed only the elastic response and considered only the laden condition.

We started elastic computations by computing eigenmodes for the laden ship at zero speed. Based on a beam model of the existing structural FE model of the dry hull, we computed eigenmodes for a beam model that, at first, consisted of 27 finite elements. However, this beam model excited too many high natural frequencies. Experience proved that the dominant distribution of elastic hull girder response is related to the lowest eigenmodes. Therefore, we carried out further computations with a simplified beam model consisting of only six finite elements and found that this model sufficed to excite the lowest eigenmodes. This is demonstrated in Fig. 4, showing the lowest four eigenmodes of the 2-, 3-, 4-, and 5-node hull girder bending modes. Here, the heavier curves denote mode shapes obtained from the six element beam model; the light curves, mode shapes from the 27 element model.

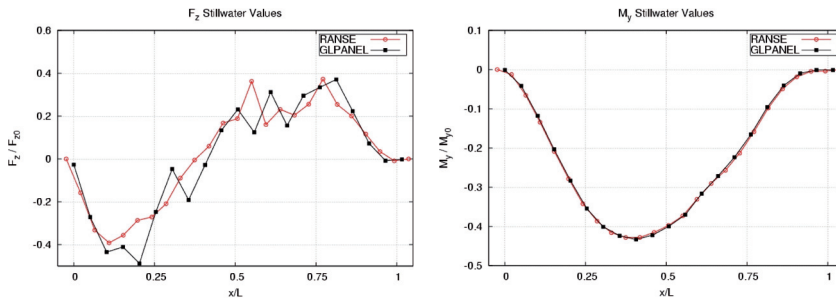
Next we performed coupled RANS computations to obtain natural frequencies for the floating (wet) laden ship at zero speed. A 10 000 kN force impulse of 0.1 s duration excited the ship's bow, and computation continued until vibration amplitudes almost vanished. Fourier transformation of the resulting accelerations served to determine hull girder natural frequencies for the float-

ing ship. The lower graph of Fig. 5 shows the corresponding frequency spectra of vertical accelerations at three locations (aft perpendicular, midship, and forward perpendicular) obtained with the six element beam model.

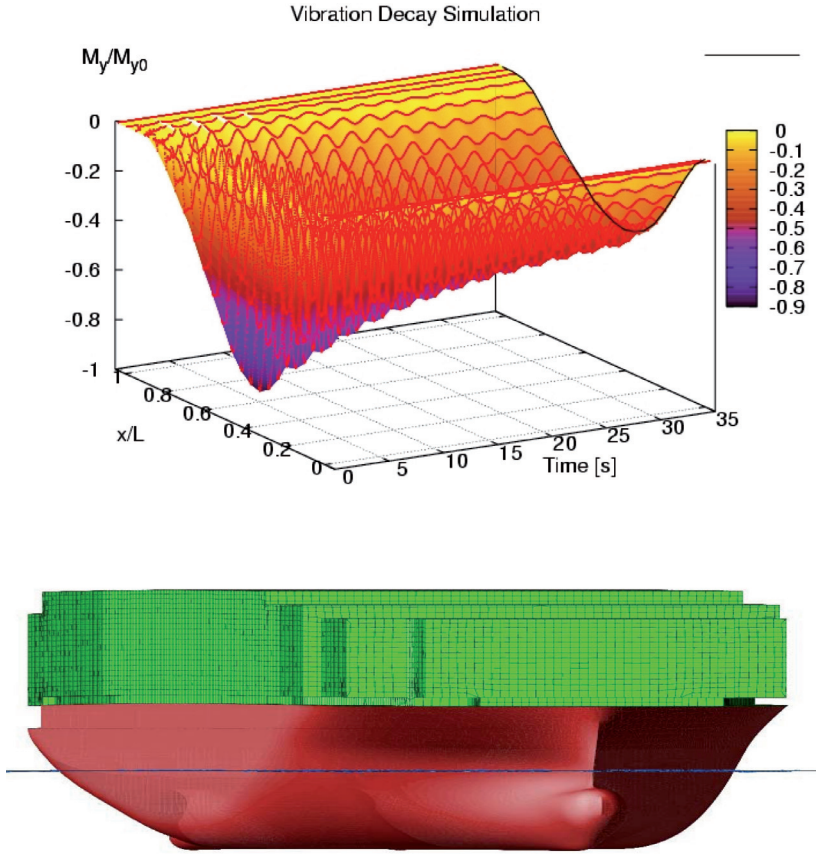


*Fig. 4: Mode shapes of hull girder beam models (upper) and frequency spectra of vertical accelerations (lower)*

These computations also yielded longitudinal distributions of vertical still-water shear force and bending moment shown in Fig. 5. This figure also shows comparative results obtained from a linear panel code. The upper graph of Fig. 6 shows the time history of vibratory decay of the vertical bending moment distribution over the first 35 s of simulation; the lower graph of Fig. 6, the deformed hull after 60 s of simulation. Elastic vibrations almost completely decayed, and the hull is hogging in still water.



*Fig. 5: Normalized stillwater vertical shear force (upper) and bending moment (lower) distributions*



*Fig. 6: Time history of normalized vertical bending moment decay (upper) and deformed hull bending at end of decay simulation (lower)*

Measurements with a model of the investigated containership were carried out for comparison with computed results (el Moctar et al., 2008). The model, shown in Figure 7, was constructed at a scale of 1:73.2 and segmented at stations  $x/L$  of 0.25 (station 5), 0.50 (station 10), and 0.75 (station 15). It was equipped with load cells at the segmented joints, accelerometers at the fore and aft perpendiculars, and pressure sensors at 15 locations. Analyzing accelerations from a hammering test of the floating model at its aft perpendicular, its midship section, and its forward perpendicular yielded 2-, 3-, and 4-node natural frequencies listed in Table 4.

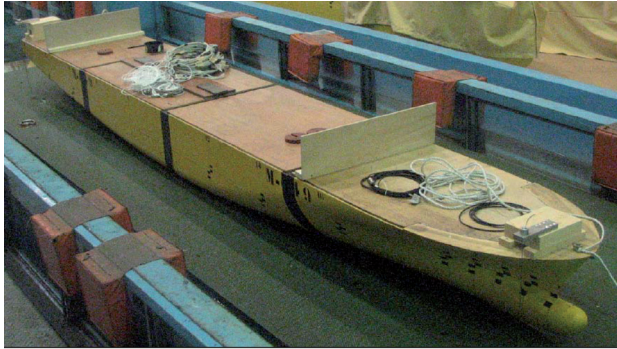


Fig. 7: The segmented model

**Table 4 Natural frequencies of scale model obtained from hammering tests**

| Mode shape    | 2-Node  | 3-Node  | 4-Nods  |
|---------------|---------|---------|---------|
| Aft. perp.    | 0.32 Hz | 0.78 Hz | 1.21 Hz |
| Midship       | 0.34 Hz | 0.64 Hz | 1.32 Hz |
| Forward perp. | 0.33 Hz | 0.61 Hz | 1.21 Hz |

## 5. Results

### 5.1 Run 1

Run 1, with the ship in stern waves at zero speed, was intended to validate computed pressures against measured data performed for the investigated containership. As seen in Fig. 8, stern waves subjected the hull with two consecutive wave-induced slamming impacts in its stern region. The first impact occurred at the transition area between flat bottom and propeller hoses; 0.4 s later, the second impact occurred directly underneath the flat stern area.

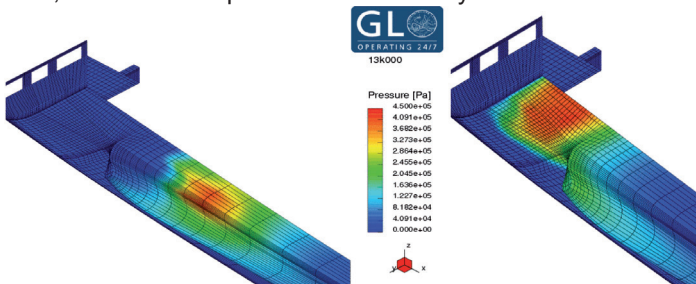


Fig. 8: Run 1, pressure distributions at stern



Samples of comparable time histories of heave and pitch motions from model tests and RANS computations are presented in Fig. 9; of slamming-induced pressures at locations 2 and 5, in Figs. 10.

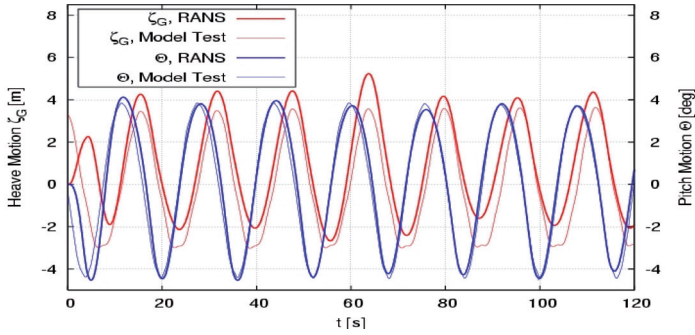


Fig. 9: Run 1, heave and pitch motions

We integrated slamming pressures over the critical area of the ship's stern to obtain the impulsive force needed for design of the ship's stern structure. Figure 11 shows this critical area and the time series of the resulting hydrodynamic force.

## 5.2 Run 2

During run 2, with the ship in head waves at zero speed, slamming underneath the stern area as well as green water impact loads on the forecandle occurred, as shown by the coupled RANS computed pressure distributions in Fig. 12. Vertical accelerations, vertical shear forces, and vertical bending moments were obtained for the rigid as well as for the elastic hull girder. Resulting time series of accelerations and global loads are presented in Figs. 14 and 15, respectively, together with comparable model test measurements.

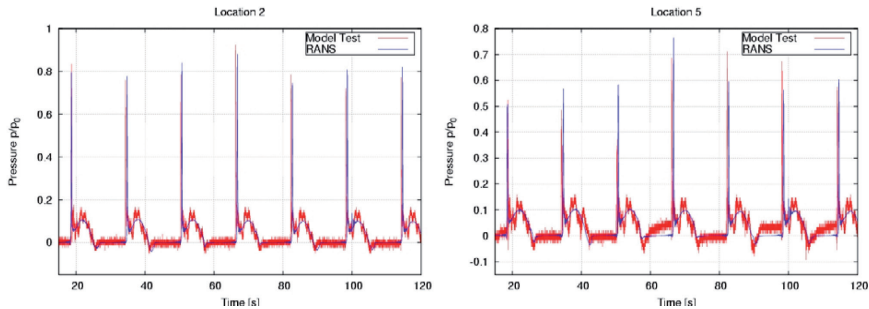


Fig. 10: Run 1, normalized slamming pressures at location 2 (upper) and location 5 (lower)



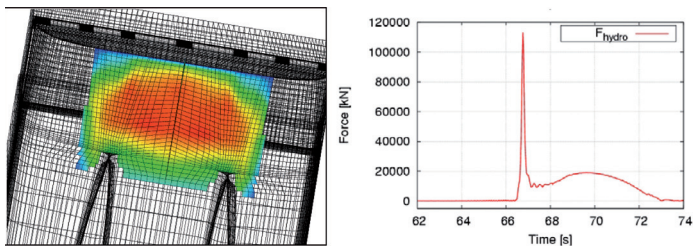


Fig. 11: Run 1, stern critical area (left) and time series of slamming force (right)

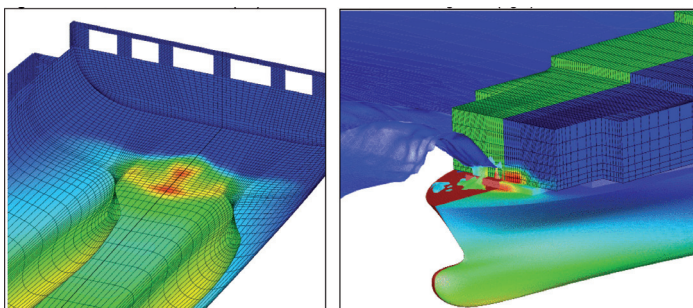


Fig. 12: Run 2, RANS computed pressures underneath stern (left) and on forecastle (right)

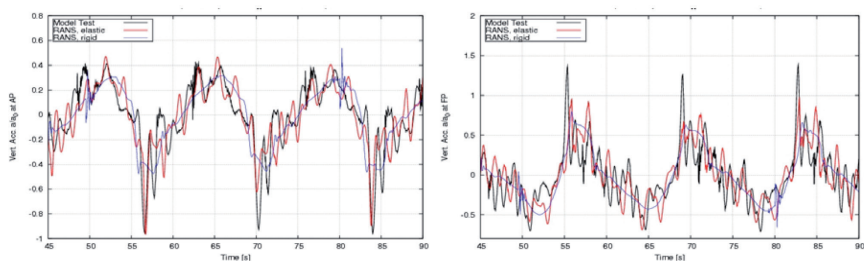


Fig. 13: Run 2, normalized vertical accelerations  $[m/s^2]$  at aft (upper) and forward perpendicular (lower)

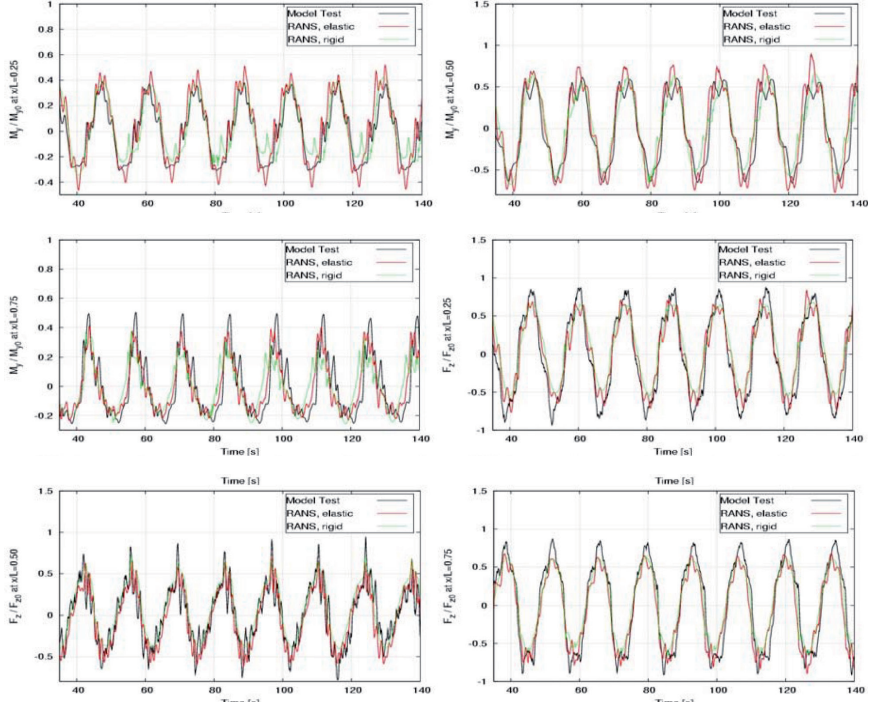


Fig. 14: Run 2, normalized vertical shear forces and vertical bending moments at  $x/L = 0.25$ ,  $x/L = 0.50$  (center), and  $x/L = 0.75$

### 5.3 Run 3

The primary purpose of run 4, with the ship in head waves advancing at reduced service speed of 16.7 knots, was to investigate effects of green water loads on sectional loads. We performed two runs; first, for the usual configuration of the laden ship with deck containers and, second, for this same ship without deck containers and, instead, with a wave a wave breaker installed on deck. As seen in Fig. 15, the coupled RANS computations caused green water submerging the ship's forecastle. Figure 16 shows time series of rigidly (RANS, rigid) and elastically (RANS, elastic) computed vertical accelerations for the ship without deck containers together with comparable model test measurements (Model Test). Figure 17 presents the corresponding time series of vertical shear forces and vertical bending moments, now also for the ship with deck containers (RANS, elastic, modified).

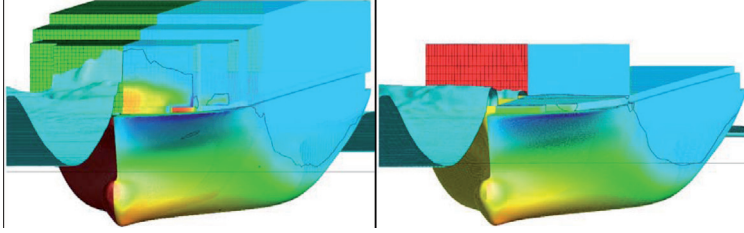


Fig. 15: Run 3, containership in head waves, loaded with deck containers (left) and with a wave breaker installed on deck (right)

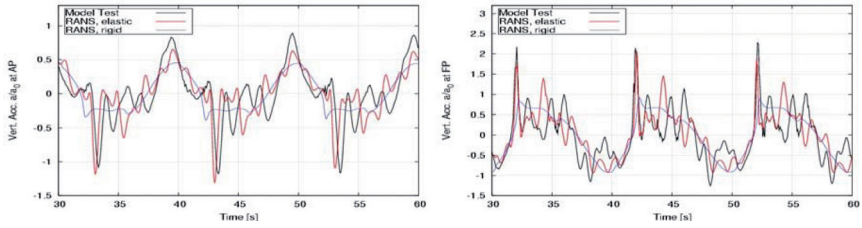


Fig. 16 Run 3, vertical accelerations [m/s²] at aft (left) and forward perpendicular (right)

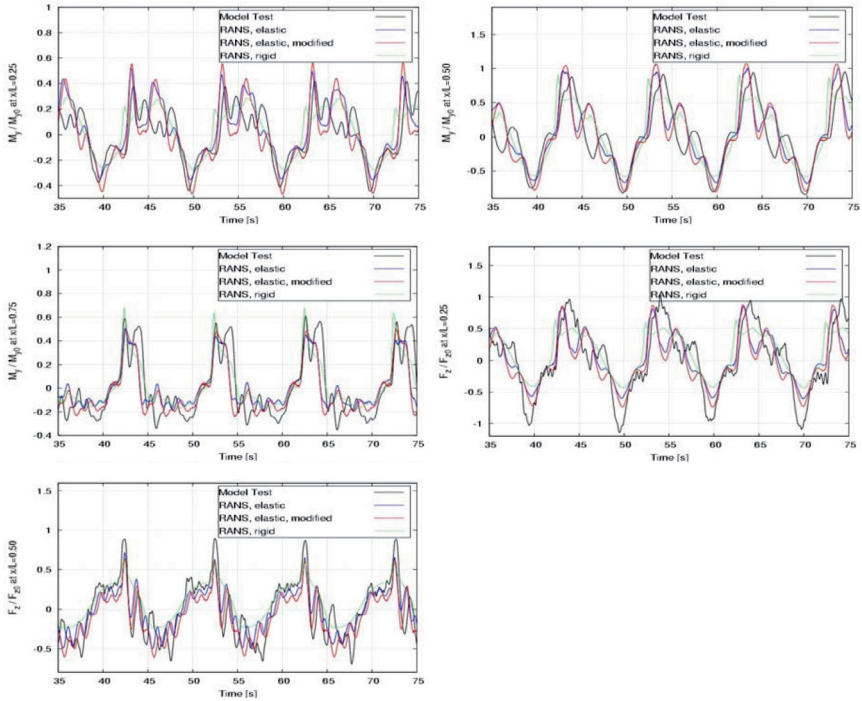


Fig. 17: Run 3, normalized vertical bending moments and vertical shear forces at  $x/L = 0.25$ ,  $x/L = 0.50$  (center), and  $x/L = 0.75$

## 5.4 Run 4

To assess the influence of different loading conditions on the dynamic amplification of sectional loads, run 4 was simulated using two loading conditions for the same draft and trim, namely MinHog and MaxHog loading condition according to sagging and hogging condition. No measurement data was available for this run. Resulting time series of vertical bending moment and vertical shear force are presented in Figure 18.

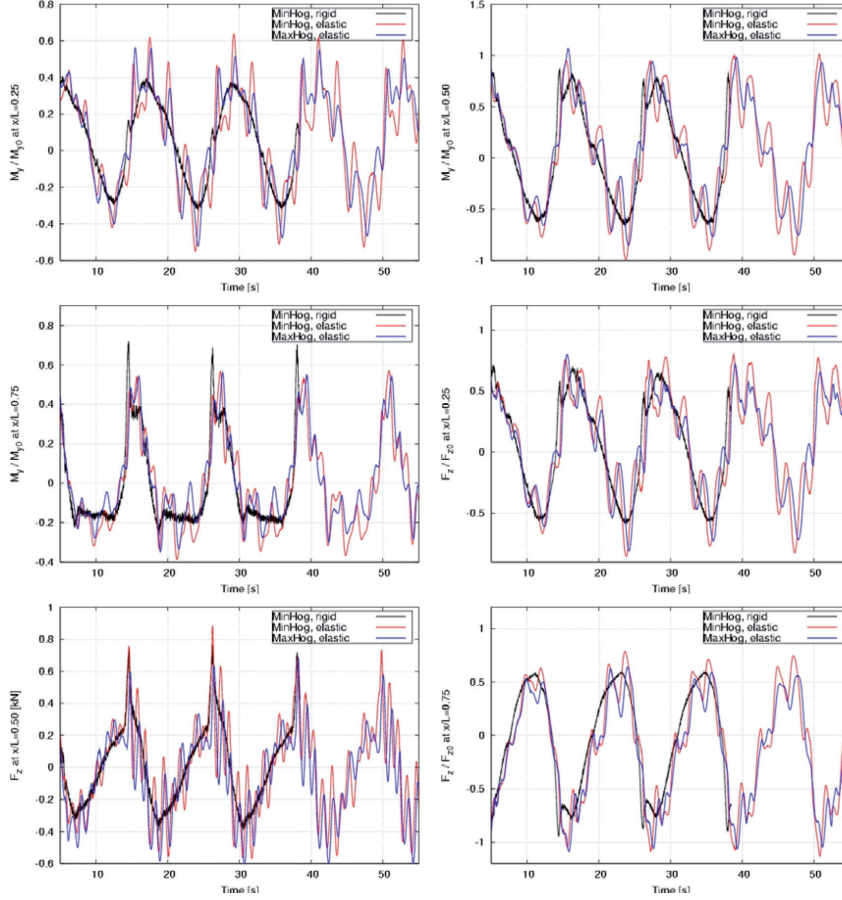


Fig. 18 Run 4, vertical bending moments and vertical shear forces at  $x/L = 0.25$  (upper),  $x/L = 0.50$  (center), and  $x/L = 0.75$  (lower)

## 5.5 Full-Scale Comparison

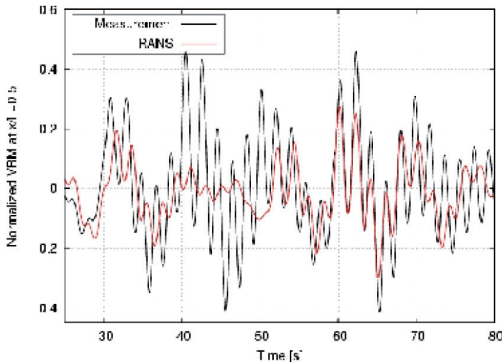
Long-term data from a full-scale measurement campaign on board a modern 7500 TEU capacity containership were available for comparison with our computed results. Recorded accelerations near the bow and strain gages

measurements at amidships yielded rotational ship motions and midship sectional bending moments, respectively. The onboard wave radar recorded wave data that was analyzed to obtain the spectrum of the corresponding directional seaway. One of the evaluated journeys exhibited accelerations and deformations indicating the occurrence of slamming-induced hull girder whipping. Table 5 lists displacement and speed as well as main particulars of this ship during this journey. The mass distribution was extracted from the onboard loading computer.

**Table 5: Principal particulars of 7500 TEU containership**

|                |            |
|----------------|------------|
| Length overall | 310.0 m    |
| Molded breadth | 40.8 m     |
| Depth          | 25.0 m     |
| Ship speed     | 15.1 knots |

Our aim was to simulate the measured event. We first discretized several seaways generated from the analyzed directional seaway spectrum and computed the corresponding nonlinear ship response in these seaways. We finally chose a two-dimensional seaway characterized by a Pierson-Moskowitz spectrum having a significant wave height of 5.4 m and a modal period of 11.5 s and with a heading angle of 172 deg. relative to the ship. Although significant values extracted from simulated ship motions were generally somewhat larger than those from measured ship motions, we succeeded in selecting a short sequence where simulated and measured pitch motions agreed favorably. Computations predicted the occurrence of slamming as well, although computed whipping amplitudes were significantly smaller than measured (Fig. 19). However, doubt remained as to whether the selected wave train corresponded to the wave train that actually caused the slamming event.



*Fig. 19: Normalized vertical bending moment at  $x/L=0.50$ ; comparison with full scale measurements*

## 6. Discussion

For a 13000 TEU, we investigated large-scale elastic effects of slamming-induced whipping on global hull girder sectional loads. RANS computed rigid body motions (Fig. 9), accelerations, and slamming pressures (Fig. 10) generally compared favorably with model test measurements for the ship in stern waves at zero speed (Run 1), and the associated slamming force (Fig. 11) was functionally as expected. For the ship in head waves at zero speed (Run 2), results showed that elastically computed accelerations agreed significantly more favorably with model tests than rigidly computed accelerations (Fig. 13). This was also the case for vertical shear forces and bending moments (Fig. 14).

In Run 3, the 13000 TEU ship in head waves was subject to green water loads on the wave breaker and the deck containers. Here again, elastically computed accelerations (Fig. 15) as well as vertical shear forces and vertical bending moments generally agreed more favorably with model test measurements than the corresponding rigid body results (Fig. 16). Our computations for the ship with containers on deck yielded slight increase of shear forces and bending moments (Fig. 17).

Our RANS simulations for the 7500 TEU containership demonstrated that elastic computations differed from rigid body computations, as seen by the vertical accelerations for the elastically treated hull, which are higher than those for the rigid hull. Consequently, elastic computations yielded higher wave bending moments than rigid computations (Fig. 18). However, both bending moments are smaller than the corresponding bending moments extracted from measurements. Nevertheless, the qualitative behavior is reflected, and the periods of computed whipping-induced vibration periods agree with those from measurements. Furthermore, the results show the dominance of the two-node bending mode. We have reservations concerning the rationality of these comparisons because doubt remained as to whether the selected wave train corresponded to the wave train that actually caused the slamming event.

## 7. Conclusions

Accounting for strong nonlinearities associated with impact-related wave-induced whipping impelled us to solve the fluid-structure interaction problem in the time domain and to extend the RANS code by solving the nonlinear six-degree-of-freedom motion equations coupled to the Timoshenko beam equations. This extension of the RANS solver made it possible to accurately predict whipping effects.



Our computational procedure and numerical methods enabled us to account for strong nonlinearities associated with slamming-induced whipping. Today, this kind of method is the obvious choice for computing complex free-surface flows with breaking waves, sprays, and air trapping, phenomena that should be considered to predict whipping. The favorable comparison of computations with model test measurements validated our methods.

We relied on the advanced design wave concept to define wave loads. With this concept, we specified equivalent regular design waves that modeled the seaway. Although these design waves only approximated the real wave conditions, there is at present no practical alternative available. More accurate procedures, such as modeling the natural seaway by superimposing a large number of regular waves, would have made it necessary to deal with a prohibitively large number of variables.

We systematically investigated a large containership and selected worst case scenarios that caused maximum stern slamming pressure and sectional loads. Accelerations, vertical shear forces, and vertical bending moments were found to be suitable as dominant parameters to assess global whipping effects of the ships' hull structure.

To investigate hull girder whipping, it was important to account for effects of fluid-structure interaction between the wave-induced loads and the elastic hull structure. This was accomplished by two-way coupling. Generally, ship responses obtained for the elastic hull girder were higher than those obtained for the rigid hull girder, demonstrating the importance of accounting for dynamic amplification.

## **8. References**

- [1] Bishop, R. E. D., Price, W. G. & Wu, Y.(1986). "A general linear hydro-elasticity theory of floating structures moving in a seaway" *Phil. Trans. R. Soc. Lond. A*, 316, 375 – 426.
- [2] Brunswig, J. and El Moctar, O., "Prediction of Ship Motions in Waves Using RANSE," *Proc. 7th Numerical Towing Tank Symp.*, Bertram, V. and Söding, H., Edts., Hamburg, 2004.
- [3] CD-Adapco, User Manual COMET, Version 2.0, Nürnberg, 2002.
- [4] El Moctar, O., Brehm, A., and Schellin, T.E., "Prediction of Slamming Loads for Ship Structural Design Using Potential Flow and RANSE Codes," *Proc. 25th Symp. on Naval Hydrodynamics*, St. John's, 2004

- [5] El Moctar, O., Oberhagemann, J., Lee, H-H, Park, T-H., Ryu, H-R. Royal Institution of Naval Architects, Design and Operation of Container Ships, London, 2008
- [6] El Moctar, O., Brunswig, J. Brehm ,A., Schellin, T.E. "Computation of Ship Motions in Waves and Slamming Loads for Fast Ships using RAN-SE", Proceedings of the International , Conference on Fast Sea Transportation (FAST), St. Petersburg, 2005
- [7] El Moctar, O., Schellin, T., Priebe, T. " CFD and FE Methods to Predict Wave Loads and Ship Structure Response", 26th Symposium of Naval Hydrodynamics (ONR), Rome, 2006
- [8] Matthies, H. G., Niekamp, R. & Steindorf, J." Algorithms for Strong Coupling Procedures" Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 195, 2028 – 2049, 2006
- [9] Muzaferija, S. and Peric, M., "Computation of Free-Surface Flows Using Interface-Tracking and Interface-Capturing-Methods," Nonlinear Water Wave Interaction, Computational Mechanics Publ., Southampton, 1998, pp. 59 – 100.
- [10]Papanikolaou, A. D. and Schellin, T. E., "A Three-Dimensional Panel Method for Motions and Loads of Ships with Forward Speed," J. Ship Technology Research, Vol. 39, 1991, pp. 147 – 156.
- [11]Seto, H., Ohta, M., Ochi, M. & Kawakado, S." Integrated hydrodynamic-structural analysis of very large floating structures (VLFS)" Marine Structures, 18, 181 – 200, 2005
- [12]Storhaug, G., Vidic-Perunovic, J., Rüdinger, F., Holtsmark, G., Helmers, J. B. & Gu, X. "Springing / Whipping response of a large ocean going vessel - A comparison between numerical simulations and full-scale measurements" Oxford, 2003
- [13]Taghipour, R., Fu, S. & Moan, T. "Validated Two and Three Dimensional Linear Hydroelastic Analysis Using Standard Software" San Francisco, 2006
- [14]Vidic-Perunovic, J. Springing Response due to Bidirectional Wave Excitation. PhD thesis, DTU, 2006
- [15]Wang, Z. (2000). Hydroelastic Analysis of High-Speed Ships. PhD Thesis, DTU.



- [16]Wu, M. & Hermundstad, O. A. Time-domain simulation of wave induced nonlinear motions and loads and its applications in ship design. *Marine Structures*, 15, 561 – 597, 2002
- [17]Wu, M. & Moan, T. “Efficient calculation of wave-induced ship responses considering structural dynamic effects”. *Applied Ocean Research* 27, 81 – 96, 2006

# Entwicklung von HTS-Maschinen für den Schiffbau

Wolfgang Nick, Jörn Grundmann, Siemens AG, Corporate Technology

Seit einigen Jahren verfolgt die Siemens AG mit Unterstützung durch das BMWi (anfangs: BMBF) und in Zusammenarbeit mit externen Partnern (Verbundprojekt: Siemens AG, TKMS, SVA Potsdam, TransMIT GmbH) das Ziel, auf Grundlage der Hochtemperatur-Supraleitung die technische Basis von für Schiffseinsatz geeigneten elektrischen Maschinen, d. h. Generatoren und Antriebsmotoren zu entwickeln. An dieser Stelle wurden bereits vorteilhafte HTS-Pod-Designs dargestellt und diskutiert [Tagungsband Schifffahrt und Meerestechnik 2009, S. 64 – 81]. In diesem Beitrag soll die zugrunde liegende HTS-Technologie kurz vorgestellt und der erreichte technische Stand präsentiert werden.

## Supraleitung

Der physikalische Effekt der Supraleitung wurde von Kammerlingh Onnes in Leiden (Niederlande) vor 100 Jahren entdeckt, als er zu seiner völligen Überraschung feststellte, dass auf Helium-Temperatur (4 K, d. h.  $-269\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) abgekühltes Quecksilber plötzlich keinen messbaren elektrischen Widerstand mehr zeigte. Dies verursachte große Aufregung bei Experimentatoren und Theoretikern, neue Modelle waren nötig, um den „supraleitenden Zustand“ zu beschreiben. Es gibt nicht nur eine „kritische Temperatur“, sondern ebenso ein „kritisches Magnetfeld“, und in Abhängigkeit von Temperatur und lokalem Magnetfeld kann der Supraleiter (im wesentlichen nur) Gleichstrom bis zu einer „kritischen Stromstärke“ tragen.

Man fand heraus, dass Supraleitung gar nicht selten ist, viele Materialien zeigen dies Verhalten bei sehr tiefen Temperaturen. Allerdings wurden die schnell entstandenen Visionen einer supraleitenden elektrischen Welt ohne unnötige ohmsche Verluste bald enttäuscht, denn man fand – lange Zeit – keine technisch einsetzbaren Supraleiter.

Dies änderte sich erst Ende der 60er Jahre des vergangenen Jahrhunderts mit der Entdeckung der Legierung Niob-Titan (NbTi), die eine kritische Temperatur von 9K aufwies – damit ausreichend Abstand zum Siedepunkt von flüssigem Helium – die die Erzeugung von Magnetfeldern bis zu 8T ermöglichte. Vergleichbares ist für Kupfer-Magnete nur mit ungeheurem elektrischem Verlust möglich. Außerdem ist NbTi vernünftig herstellbar und als duktilen Material industriell verarbeitbar.

Damit entstanden Anwendungsfelder für Supraleitungstechnologien, insbesondere dort, wo dieselbe Leistung mit herkömmlicher (= nicht supraleitender

Technik) entweder gar nicht oder nur unter Inkaufnahme großer Nachteile erzielt werden können, denn es muss immer auf das Temperaturniveau von flüssigem Helium gekühlt werden.

Besonders ist das Gebiet der medizinischen Bildgebung mittels Kernspinresonanz-Tomographie zu nennen, wobei supraleitende Magneten ein stationäres und extrem homogenes Hintergrundmagnetfeld zur Verfügung stellen. Auf diesem Gebiet war Siemens von Anfang an dabei (die Entwicklungen wurden wesentlich am heutigen Standort der Corporate Technology in Erlangen betrieben), und die inzwischen sehr weit entwickelten MR-Systeme stellen heute ein wichtiges Diagnoseinstrument der modernen Medizintechnik dar.

Die Felder supraleitender Magnete sind auch erforderlich, um die Teilchen in großen Ringbeschleuniger-Anlagen (z. B. CERN) auf ihre Bahn zu zwingen. Dort sind heute Tausende von heliumgeköhlten Magneten mit vielen Tonnen von Niob-Titan-Supraleiter im Einsatz. Auch für eine zukünftige Energieerzeugung durch Kernfusion ist Supraleitung eine notwendige Voraussetzung, um die elektrisch geladenen Teilchen des Plasmas ohne inakzeptable Leistungs-Verluste im Volumen einzuschließen.

Auch an Energie-Übertragungskabeln und einem Kraftwerksgenerator auf Basis dieser Tieftemperatur-Supraleitung (d.h. bei ca. 4K) wurde bei Siemens gearbeitet, allerdings letztlich ohne ökonomischen Erfolg. Einer der „Knackpunkte“ bestand immer in der unvermeidbaren Helium-Kälteanlage, die viel Bauraum braucht, wegen des (notwendigerweise) schlechten thermodynamischen Wirkungsgrads viel Leistung „schluckt“ und darüberhinaus auch wartungsbedürftig ist.

Die Situation änderte sich schlagartig durch die Entdeckung der keramischen Supraleiter (Nobelpreis Bednorz / Müller 1987), die supraleitendes Verhalten bei deutlich höheren Temperaturen ermöglichte. Die heute üblichen Materialien BSCCO („Bisko“ =  $\text{Bi}_2\text{Sr}_2\text{Ca}_2\text{Cu}_3\text{O}_x$  in spezieller Mikrostruktur) und YBCO („Übko“ =  $\text{YSr}_2\text{Cu}_3\text{O}_x$ ) liegt die kritische Temperatur bei ca. 100K, damit ist als Kühlmittel flüssiger Stickstoff (77K) möglich. Der Sprung von wenigen K auf 100 K ist bedeutender, als es der Laie vermuten würde. Deshalb wurden die neuen Materialien als Hochtemperatur-Supraleiter (HTS) bezeichnet. Auf diesem Niveau ist die Kälteerzeugung bereits um einen Faktor 50 effizienter, was die vorher so schlechte Energiebilanz einer NbTi-Energietechnik-Anwendung entscheidend verbessert. Auch sind hier kompakte Kühlanlagen verfügbar, so dass – schon vom ersten Anschein – die Kälteversorgung die Supraleitungsanwendung nicht mehr dominiert.

Jetzt begannen viele Entwicklungen weltweit, zum Beispiel mit Zielrichtung supraleitender Energie-Übertragungskabel, supraleitende Transformatoren für verschiedene Anwendungsfälle (z. B. Bahntechnik), supraleitende Kurzschluss-Strombegrenzer als innovatives Betriebsmittel im Stromnetz mit vollständig neuen Eigenschaften, und auch die öffentlichen Fördergeber sahen die Chancen. Ein Teil der Aktivitäten bei Siemens soll im folgenden näher dargestellt werden.

## **Konzept und Potenzial von HTS-Maschinen**

Wie könnte man Supraleiter, und insbesondere die Hochtemperatur-Supraleiter, am besten für elektrische Maschinen einsetzen? Grundsätzlich gibt es eine Vielzahl von Möglichkeiten: man könnte die magnetischen Eigenschaften der Supraleitung nutzen, sei es – wegen der Abschirmströme – in einer Reluktanzmaschine, man könnte auch Supraleiter magnetisieren und eine Art Hochfeld-Permanentmagnetmaschine anstreben. Beim Einsatz von Feldspulen könnte man sowohl Radialfeld- als auch Axialfeldmaschinen bauen, aber auch eine Asynchronmaschine ist denkbar.

Wir wollten dabei möglichst auf den vorhandenen Erfahrungen im Bereich großer elektrischer Maschinen, insbesondere für den Einsatz als Propulsionsmotoren und Generatoren im Schiffbau, aufbauen. Daraus ergibt sich die Präferenz für elektrisch erregte Radialfluss-Synchronmaschinen, denn hier hat man die notwendigen Erfahrungen und alle relevanten Parameter in der Hand. Daraus ergibt sich das Konzept, die Felderregung im Rotor einer Synchronmaschine mit supraleitenden Spulen auszuführen. Wegen der Haupteigenschaft der Supraleiter „Kein ohmscher DC-Widerstand“ ermöglicht das eine Verbesserung des Wirkungsgrads. Aufgrund der viel größeren Stromdichte im Supraleiter verglichen mit Kupfer (bei üblicher Betriebstemperatur) kann eine derartige Wicklung gleichzeitig deutlich kompakter ausfallen – wie wir sehen werden, trotz des erforderlichen Rotorkryostaten („Thermoskanne“).

Wenn man – wie es bis hierher aussieht – den Ständer ganz unverändert lassen wollte, würde man wesentliches Potenzial nicht ausschöpfen. Bei einer supraleitenden Maschine hat man die Möglichkeit, größere Flussdichten als konventionell in ökonomischer Weise zu generieren. Dafür ist es erforderlich, auf die Eisenzähne des Ständerjochs zu verzichten, das also nur zur azimuthalen Führung des magnetischen Flusses benötigt wird. Man spricht von einem großen magnetischen Luftspalt bzw. von einer Luftspalt-Ständerwicklung. Die magnetischen Zähne werden durch amagnetische Haltestrukturen ersetzt, zum Beispiel aus glasfaserverstärktem Kunststoff. Gleichzeitig ersetzt man den herkömmlichen (massiven) Stromleiter aus Kupfer durch einen Litzenleiter bestehend aus vielen einzelnen, gegeneinander isolierten dünnen Einzeldrähten.

Eine Skizze für diesen grundsätzlichen Aufbau der HTS-Maschine ist in der folgenden Abbildung dargestellt.

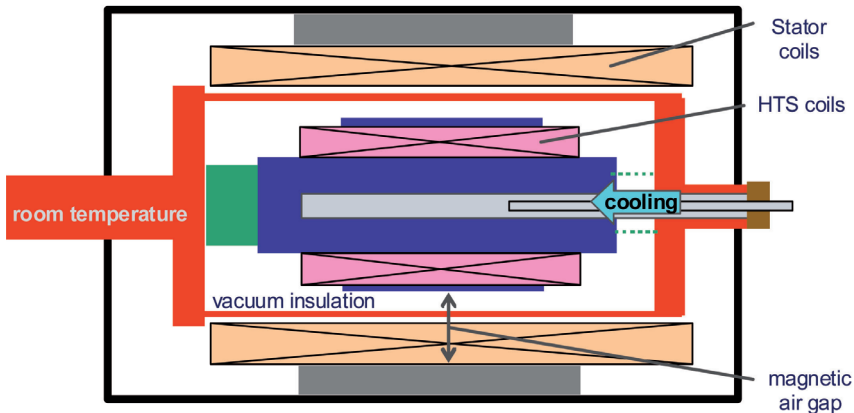


Abbildung 1: Maschinenkonzept : Rotor als rotierender Kryostat

Die theoretische Behauptung ist, dass mit einer derartigen Maschine ein besserer Wirkungsgrad als herkömmlich erreicht werden kann, bei gleichzeitig kleineren Abmessungen und geringerem Gewicht – Features, die insbesondere auf Schiffen positiv zu Buche schlagen, wie die entsprechenden Untersuchungen z.B. der SVA Potsdam zeigen [Tagungsband Schifffahrt und Meerestechnik 2009, S. 64 – 81]. Tatsächlich zeigt ein solches Konzept darüber hinaus noch eine Reihe positiver Betriebseigenschaften – letztlich als Folge des großen magnetischen Luftspalts zusammen mit der HTS-Rotorwicklung.

### 1. Entwicklungsschritt: Modellmaschine

Der allererste Schritt vor nunmehr ca. 10 Jahren lag im Bau eines Versuchsmotors für eine Leistung von ca. 400 kW bei 1500 Umdrehungen/min. Hierbei war das vorrangige Ziel, die grundsätzliche Tauglichkeit des Konzepts und dessen praktische technische Machbarkeit zu untersuchen. Einerseits sollte dieser Versuchsträger so groß sein, dass die Hochskalierung von Ergebnissen möglich wäre, andererseits aus Gründen der Kostenersparnis so klein wie möglich.

Konkret waren die wichtigsten technischen Herausforderungen für diese erste Maschine, die in Abbildung 2 gezeigt ist:

- Können wir eine genügend robuste Wicklung aus den Keramik enthaltenden HTS-Leitern herstellen und betreiben, ohne dass es aufgrund von Zentrifugalkräften und typischen Maschinenvibrationspegeln zu Schäden kommt?

- Haben wir die technischen Berechnungs- und Auslegungswerkzeuge, um solch eine Maschine zu konzipieren und zu bauen, in mechanischer (auch Tieftemperatur-Eigenschaften) und elektrischer Perspektive?
- Wie können wir eine solche Wicklung auf Betriebstemperatur bringen und auch in Rotation kühlen. Wie kann die Kälteleistung vom externen (d. h. nicht rotierenden System) in den Rotor gebracht werden? Wieviel warme Anschlussleistung (und Kühlwasser) ist dafür notwendig, hebt dies nicht den behaupteten Wirkungsgradvorteil wieder auf?
- Lässt sich so ein Ständer mit „Luftspalt-Wicklung“ herstellen, wie funktioniert er zusammen mit dem HTS-Rotor? Hierzu wurden die Kennlinien gemessen und Betriebserfahrungen in der neuartigen Konfiguration gesammelt.

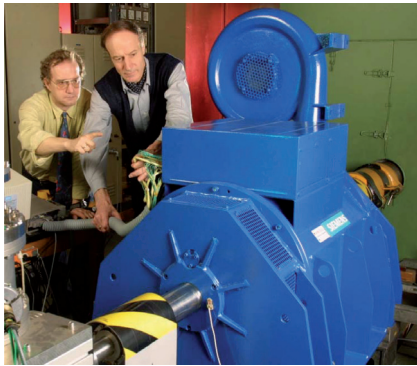


Abbildung 2: 400kW-Versuchsmotor

Abbildung 3 zeigt die mit dem Versuchsmotor aufgenommenen Kennlinien, also die Leerlauf- und die Kurzschlusskennlinie. Man erkennt, dass die charakteristischen Kurven gerade „andersherum“ liegen als bei üblichen Maschinen.

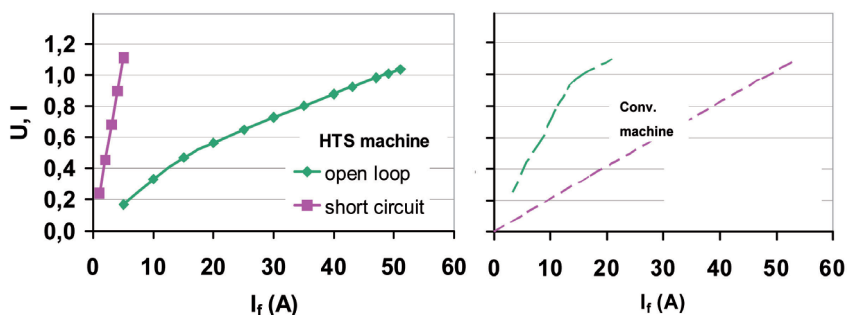


Abbildung 3: Kennlinien einer HTS-Maschine mit Ständer-Luftspaltwicklung  
links: HTS-Maschine, rechts: konventionelle SM (schematisch)  
grün = Leerlauf, rot = Kurzschluss

Im Betrieb wirkt sich das folgendermaßen aus:

Konventionelle Maschine: wenig Feldstrom im Leerlauf, unter Last muss dieser aber um einen Faktor erhöht und laufend angepasst werden.

HTS-Maschine: höherer Leerlauf-Feldstrom, dieser muss unter Last allerdings nur wenig (oder gar nicht!) verändert werden.

Dieser Sachverhalt wird elektrotechnisch durch die Größe der (bezogenen) synchronen Reaktanz dargestellt: die HTS-Maschine mit großem Luftspalt hat eine extrem kleine synchrone Reaktanz, im Beispielfall etwa  $x_d \sim 0,15$ .

Weitere Auswirkungen der kleinen Synchronreaktanz (bzw. des großen Luftspalts) sind:

- Die Maschine läuft auch unter Last bei sehr kleinem Lastwinkel. Daraus folgt eine große (kurzfristige) Überlastbarkeit ohne aus der Synchronisierung zu fallen (hohes Kippmoment). Für schnelle Momenten- oder Lastspitzen ist also keine starke Überdimensionierung der Maschine erforderlich.
- Die Maschine als Generator erzeugt eine fast perfekt sinusförmige Spannung, sie weist einen sehr geringen Oberwellengehalt (THD) auf, und sie läuft sehr ruhig (auch als Motor im Sinusbetrieb). Im Gegensatz zu sonst noch vorhandenen Geräuscherzeugenden Aggregaten wie Lüfter für Ständerkühlung, Kühlung für die Antriebs-/Lastmaschine war das Laufgeräusch der 400 kW HTS-Maschine vielfach kaum zu bemerken!
- Durch das kleine  $x_d$  ist die Maschine bei Betrieb mit unterschiedlichem Phasenwinkel  $\cos\phi$  absolut stabil: allein durch Änderung des Erregerstroms konnte die Maschine problemlos in die verschiedensten Zustände gebracht werden, ein Fahren mit  $\cos\phi=0$  stellte keinerlei Anforderungen. Im Gegensatz dazu sind bei herkömmlichen Maschinen hierbei Stabilitätskriterien zu beachten, bei Generatoren im Netz ist beim Unterschreiten eines vorher definierten minimalen  $\cos\phi$  eine Not-Abschaltung angesagt.

Der Vorteil dieser zusätzlichen Eigenschaften einer HTS-Maschine (als Motor oder Generator) in einem Schiffs-Inselnetz dürfte auf der Hand liegen.

Innovative Konzepte für zukünftige voll elektrische oder hybride Schiffsentwürfe verlangen nach Antriebs-, Energieerzeugungs-, und Verteilungssystemen hoher Zuverlässigkeit und Verfügbarkeit. Die Reduzierung von Gewicht, Volumen und Geräusch bei gleichzeitiger Steigerung des

Wirkungsgrades stellen eine besondere Herausforderung dar. Der Einsatz von HTS-Generatoren und -Motoren verspricht nach den vorliegenden Ergebnissen bessere Lösungen hinsichtlich nachhaltiger Erzeugung, Verteilung und Nutzung der elektrischen Energie an Bord und des Betriebsverhaltens des gesamten Schiffes.

## 2. Entwicklungsschritt: 4MVA-Generator

Nach dem überzeugenden Erfolg der relativ kleinen 400 kW-Versuchsmaschine gab es zwei mögliche Richtungen für die Weiterarbeit: in Richtung schnelllaufender Maschinen, oder in Richtung langsamlaufender Hochdrehmoment-Motoren.

Der 4MVA-Generator wurde bewusst für die (in diesem Leistungsbereich) nicht erforderliche Drehzahl von 3600 Umdrehungen konzipiert, um hier exemplarisch die drehzahlbedingte Themen (im Rotor und insbesondere auch im Kühlsystem) angehen und lösen zu können. Gleichzeitig wurde die Maschinenleistung gewählt, um auch Tests in anwendungsrelevanter Größenordnung durchführen zu können.

Einen Größenvergleich dieser Maschine, die im Jahr 2005 im Nürnberger Systemprüfhaus getestet wurde, mit einer gleichwertigen konventionellen zeigt Abbildung 4.

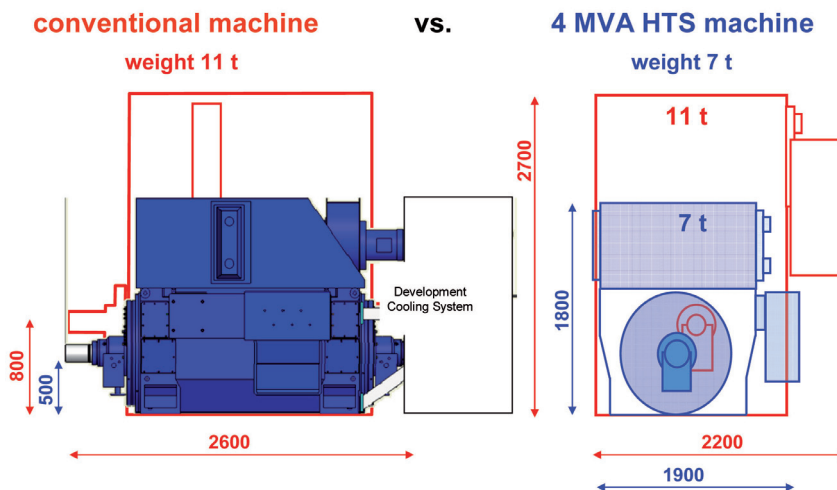


Abbildung 4: Größen- und Gewichtsvergleich mit konv. 4MVA-Generator



Obwohl diese Maschine aufgrund ihrer Neuartigkeit technisch nicht ausge-  
reizt war, wurde hierbei deutlich, dass die Ziele „Kompaktheit“ und „verbes-  
serter Wirkungsgrad“ bei einem HTS-Maschinenkonzept gleichzeitig erreich-  
bar sind – im Gegensatz zu einer konventionellen Maschine, bei der höhere  
Kompaktheit und erhöhter Wirkungsgrad gegenläufige Anforderungen sind,  
die sich gleichzeitig nicht realisieren lassen.

Ohne das Kühlsystem (das bei dieser Maschine nicht als für spätere  
Anwendungen relevant anzusehen ist) hat die Maschine selbst nur ~65% des  
Volumens bzw. des Gewichts eines vergleichbaren herkömmlichen Genera-  
tors. Für die mögliche Schiffsanwendung ist noch besonders interessant,  
dass die Achshöhe der Welle hier nur 500mm betrug, ein Wert, der mit übli-  
chen Designs überhaupt nicht erzielt werden kann.

Einen Vergleich des Wirkungsgrads bzw. der experimentell ermittelten Ver-  
luste dieser Maschine relativ zu einem konventionellen Generator zeigt die  
folgende Abbildung 5:

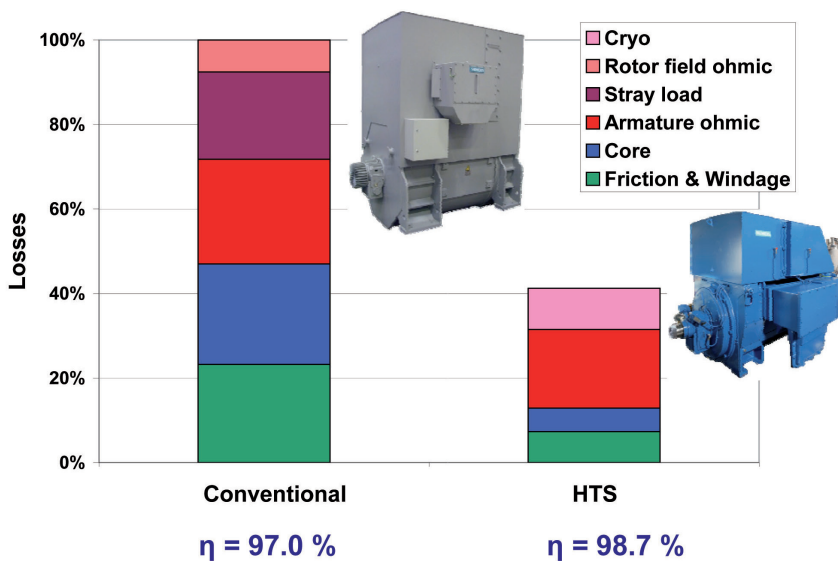


Abbildung 5: 4MVA-Verlustbilanz im Vergleich mit konv. Generator

Man sieht, dass die ohmschen Ständerverluste vergleichbar sind, die Eisen-  
verluste sind verringert. Bei der HTS-Maschine fehlt logischerweise der  
Block für ohmsche Rotorverluste, auch die hier zusätzlich auftretenden Ver-  
luste durch den Aufwand für die Kühlanlage („Cryo“) machen das nicht wett.  
Insgesamt ergeben sich etwa die halben Verluste für den HTS-Generator,  
somit ist der Wirkungsgrad knapp 2% besser als konventionell.

### 3. Entwicklungsschritt: 4MW-Antriebsmotor (120 1/min)

Hier sollte nun die andere Entwicklungsrichtung bearbeitet werden: ein Hochdrehmoment-Motor für variable (kleine) Drehzahl. Die Parameter dieser Maschine (siehe Tabelle) sehen außer einem Drehzahlbereich mit konstanter Erregung und dabei festem maximalen Drehmoment einen Feldschwäcbereich mit konstanter Leistung vor.

Tabelle: Technische Zieldaten HTS3-Maschine

- Nenndaten: 4 MW, 3,1 kV, 800 A

|                                    |                              |
|------------------------------------|------------------------------|
| 30 – 120 1/min:                    | bis 320 kNm                  |
| 120 – 190 1/min:                   | bis 4 MW (Feldschwäcbereich) |
| Gesamtmasse:                       | < 40 t                       |
| zu betreiben mit Siemens-Umrichter |                              |

Die großen Dimensionen – nicht nur Abmessungen und Massen der Komponenten, sondern ebenso wirkende Kräfte, Drehmoment, aber auch z. B. die Supraleitermenge – waren die wesentliche Herausforderung. Die folgenden Darstellungen beziehen sich insbesondere auf den HTS-Rotor, obwohl selbstverständlich auch auf der Ständerseite mit Litzenleiter und GfK-Ständerzähnen Konzepte umgesetzt wurden, die von „Standard“-Lösungen abweichen.

Die Wicklungen für das gewählte 8-polige Design benötigten eine Supraleitermenge von knapp 50 km, in relativ großen Stücklängen von >500m bis zu 1200m. Diese im Vergleich zum Generator erheblich größere Menge herzustellen war die Aufgabe für den HTS-Lieferanten [Bruker HTS], aber gleichzeitig für uns die Thematik, dies qualitätsmäßig zu sichern. Für ein reproduzierbares Wickeln von HTS-Spulen wurde wegen der größeren Stücklänge der Supraleiter bzw. der größeren Anzahl und Dimensionen der HTS-Rotorspulen eine spezielle Wickelmaschine mit höherem Automatisierungsgrad als vormals entwickelt, die in Zukunft für vergleichbare Spulenfertigungen eine Basis darstellen soll. Schließlich sollten die gefertigten Polspulen auf ihre supraleitende Performance geprüft werden (denn die gesamte Supraleiterlänge ist elektrisch in Serie). Dafür wurde eine Apparatur aufgebaut, die für einen Pol Betriebsbedingungen (Temperatur, Magnetfelder) vergleichbar zur späteren Einbausituation abbildet. Auf diese Weise konnten nicht optimale Einzelspulen entdeckt und ersetzt werden.

Die großen Komponenten des Rotors wie beispielsweise der Polkern ebenso wie die Wellen stellten große und schwere Teile dar, die – insbesondere als Einzelstücke zur Zeit der damaligen Hochkonjunkturlage – teils nicht leicht zu beschaffen waren. Ein Beispiel hierfür ist das Drehmoment-Übertragungselement, ein speziell dimensionierter GfK-Zylinder mit der Anforderung, einerseits 320 kNm zu übertragen (nominal, dazu kommen noch Überlastforderungen), andererseits möglichst wenig Wärme vom warmen zum kalten Ende zu leiten. Hierfür wurde beim Lieferanten erst ein Modell gebaut und auf seine Limits getestet, bevor das Konzept in voller Größe gefertigt wurde.

Nach Fertigstellung des HTS-Rotors wurde dieser einem gründlichen Test unterzogen: der Rotor wurde nach Abkühlung auf Betriebstemperatur (Prüfung des Kühlsystems) frei (d. h. ohne Ständer und Eisenjoch) erregt und die generierten Magnetfelder gemessen. Geprüft wurde die Stromtragfähigkeit aller HTS-Spulen ebenso wie das Vorhandensein von Design-Reserven und die Qualität der Kühlung der einzelnen Pole. Es ergab sich, dass die Spulen in der Gesamtanordnung so perfekt funktionierten wie im Einzeltest, siehe Abbildung 7. Danach konnte der Rotor zur Maschinenmontage freigegeben werden.

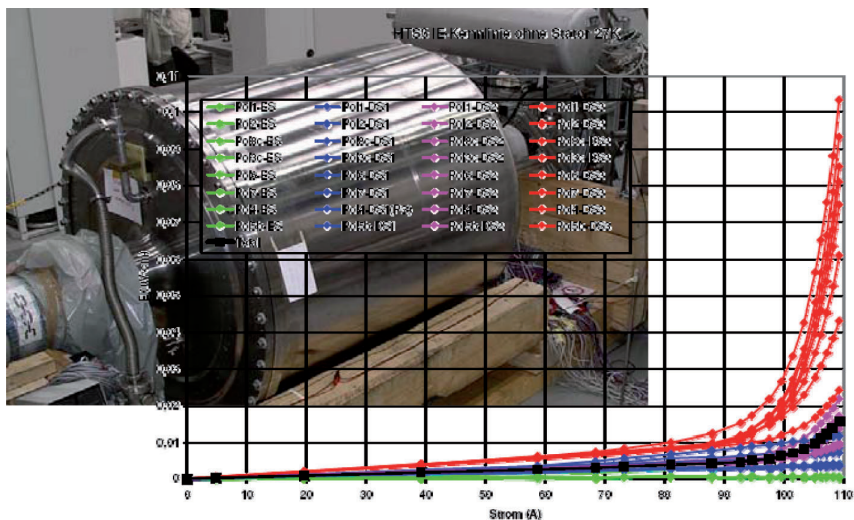
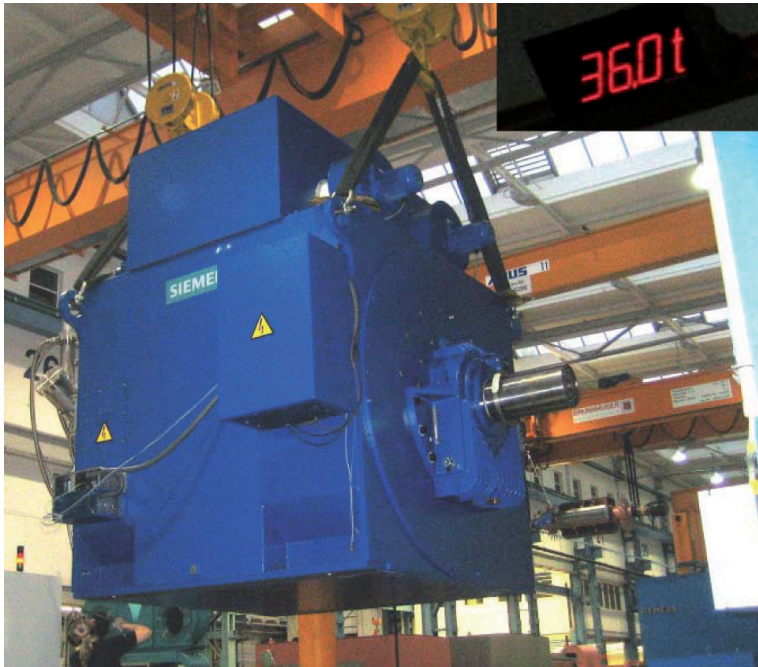


Abbildung 7: HTS-Rotor im Test bei CT, mit gemessenen Supraleiter-Kennlinien

Im Siemens-Dynamowerk in Berlin wurden dann die Tests der komplettierten Maschine durchgeführt. Bereits der Transfer der Maschine an den Testplatz zeigte, dass wir es geschafft hatten, eine erheblich leichtere Maschine als vergleichbare konventionelle zu bauen, siehe Abbildung 8.



*Abbildung 8: HTS3-Maschine am Kranhaken: 36 t Gewicht*

Die Bestimmung der Charakteristiken ergab, dass die neuartigen Komponenten richtig vorausberechnet waren. Die gemessene Leerlaufkennlinie stimmte fast perfekt überein, aus der Messung der Kurzschluss-Kennlinie ergab sich eine synchrone Reaktanz von 0,3.

Aufgrund eines zu hoch ausgenutzten Designs des Ständerjochs ergaben sich hier erhöhte Verluste, die allerdings im Betrieb keine Beeinträchtigung bedeuteten. Aus diesem Grunde können wir für diese Versuchsmaschine keine Effizienzwerte bestimmen, obwohl die einzelnen Messungen zeigen, dass das Ziel einer nahezu Halbierung der Verluste der konventionellen Vergleichsmaschine realistisch ist.

Auch der Betrieb als drehzahlvariabler Motor an einem Siemens-Umrichter (SM-150) war für die speziellen Parameter dieser HTS-Synchronmaschine problemlos möglich, siehe Schema und Foto in Abbildung 9. Bei diesem Test waren wir allerdings prüffeldbedingt auf ein maximales Drehmoment von 220 kNm limitiert, die maximale Leistung konnte dennoch im Feldschwächbetrieb bei 190 1/min gefahren werden. Dauerläufe mit voller Leistung zeigten Maximaltemperaturen im erwarteten Bereich. Auch Stoßkurzschlussversuche mit bis zu 30% der nominalen Erregung konnten durchgeführt werden und bestätigten die Erwartungen.

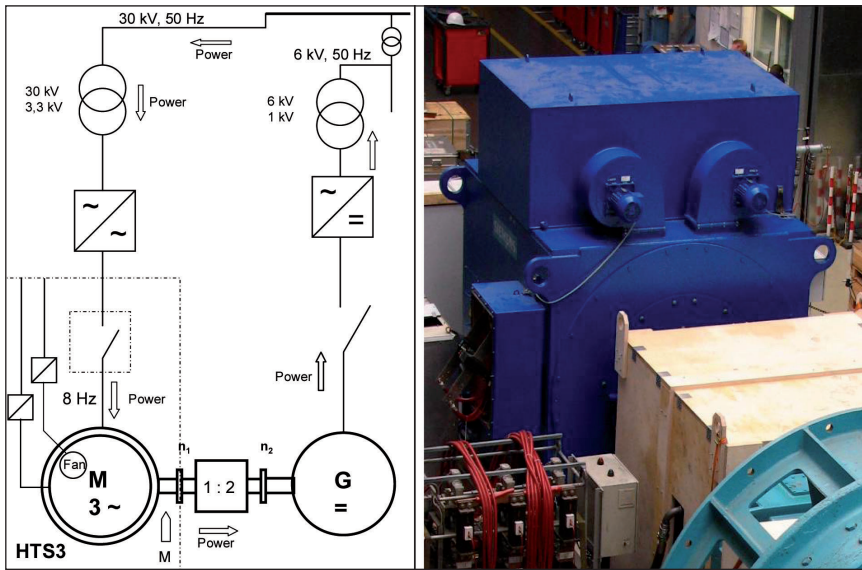


Abbildung 9: Prüfung HTS3-Maschine im Prüffeld Berlin

links : Schaltplan, rechts : Foto des Aufbaus

im Vordergrund : Lastmaschine und Holzabdeckung für Welle

Soweit sieht die Maschine eigentlich wie eine herkömmliche aus – nur erheblich kleiner und leichter. Aber wie hat sich beispielsweise beim Dauerversuch der HTS-Rotor verhalten? Es hat sich – zur großen Befriedigung aller Beteiligten – mit oder ohne Leistung überhaupt keine Beeinträchtigung durch die supraleitende Rotorwicklung ergeben. Tatsächlich war in allen stationären Zuständen eine Kälteleistung auf Betriebstemperatur (30 K) von maximal 120 W ausreichend. Sicherlich muss man berücksichtigen, dass die Kühleanlage dafür eine Antriebsleistung der Kompressoren von 10 kW benötigt, aber das ist im Vergleich mit der Maschinenleistung von 4 MW nur ein Verlustbeitrag von 0,25%! Bei einer konventionellen Maschine wäre für die Erregung des Rotors etwa 1,5 bis 2% anzusetzen, also 60 bis 80 kW. Dieser Vorteil der Supraleitung ist also deutlich erkennbar.

## Bewertung

Es konnte nicht das Ziel des dargestellten Programms sein, einsatzfähige Produkte zur Verfügung zu stellen, das wäre unrealistisch. Die technische Feasibility ist in realistischer Größe aufgezeigt, und die behaupteten Potenziale für kompaktere, leichtere und zugleich effizientere Maschinen sind deutlich. Damit besteht die technische Basis, um beispielsweise die angestrebten vorteilhaften Schiffsanwendungen zu ermöglichen, die auf diesen Eigenschaften beruhen.

Verringertes Gewicht und kompakte Bauweise bei gleichzeitig besseren elektrischen Parametern – diese Eigenschaften der HTS-Synchronmaschinen ergeben Freiräume für die Anordnung der Komponenten im Schiffsrumpf mit positivem Einfluss auf Schwerpunkt, Schiffslinien sowie Cargoraum-Optimierung. Damit kann nicht nur aufgrund des besseren elektrischen Wirkungsgrads, sondern auch durch günstige Einflussnahme auf die Hydrodynamik Treibstoff eingespart werden, was zusätzlich eine nachhaltige Schonung von Umwelt und Ressourcen bedeutet.

Dennoch sollte man sich an dieser Stelle auch bewußt machen, dass noch weitere Schritte erforderlich sind: als Beispiel sei etwa auf Weiterentwicklungen der innovativen Rotorkomponenten verweisen, wie HTS-Supraleiter oder Kühleinrichtungen, die trotz großer in diesem und weiteren Projekten erzielter Fortschritte sowohl robuster und zuverlässiger, als auch preiswerter werden können. Aber genauso ergibt sich Änderungsbedarf an anderen Stellen, von einem für die Nutzung der Supraleitung optimalen Design bis zu teilweise neuen Fertigungsverfahren. Auch hier ist noch erhebliches Potential offen. Die HTS-Technologie ist eben nicht nur eine Verbesserung im Detail, sondern stellt eine fundamentale Innovation dar, die eine Vielzahl neuer Technologien erfordert bzw. ermöglicht, damit aber dem Elektromaschinenbauer bzw. dem Anwender dieser Elektromaschinen, also dem Schiffbauer auch neue Felder eröffnet, die es ansonsten überhaupt nicht gäbe.

Innovation ist Lebenselixier für Siemens, dasselbe gilt aber auch für Deutschland als klassisches High-Tech-Industrieland im globalen Wettbewerb.



# Neue Methoden zur Kurbelraumüberwachung von Großdieselmotoren zur Vermeidung von Kurbelraumexplosionen – Ergebnisse des Projektes RedOMiR

Dana Meißner, Thomas Radloff, Institut für Sicherheitstechnik/ Schiffsicherheit e.V.; Rajko Rothe, Gesellschaft für Sicherheitstechnik/ Schiffsicherheit Ostsee mbH

## 1. Einleitung

Trotz in den letzten Jahrzehnten eingeführter und immer weiter entwickelter Sicherheits- und Überwachungstechnik kommt es nach wie vor zu Kurbelraumexplosionen von Schiffsmotoren. Heute geht man davon aus, dass Kurbelraumexplosionen in der Regel durch sich entzündenden Ölnebel verursacht werden. Die Ölnebelüberwachung gehört daher zur Standardausrüstung von Schiffsmotoren und wird ständig weiterentwickelt [1 – 2].

Experimentelle Untersuchungen zum Explosionsverhalten von Ölnebel in Kurbelgehäusen sind nach wie vor rar. Dafür gibt es mehrere Ursachen:

- die Gefährlichkeit solcher Experimente, vor allem, wenn sie im Full-Scale-Maßstab durchgeführt werden sollen, um eine Übertragbarkeit auf die Praxis zu gewährleisten.
- der hohe ökonomische Aufwand, gerade wenn es um Explosionssimulationen an realen Motoren geht.
- die Komplexität des Prozesses, der trotz hochmoderner Messtechnik in seiner Vielfalt kaum zu erfassen ist.

Dennoch haben sich im Laufe der Jahre Ergebnisse angesammelt, die Anlass geben, die möglichen Ursachen für Kurbelraumexplosionen und damit auch die notwendigen Überwachungstechniken zur ihrer Vermeidung neu zu überdenken. Die Arbeit am Forschungsprojekt RedOMiR – „Reduction of Oil Mist Risks; Minimierung der Brand- und Gesundheitsgefahr durch Ölnebel“ an unserem Institut ergänzten und erweiterten diese Ergebnisse in wesentlichen Punkten. Diese sollen im Folgenden vorgestellt und diskutiert werden.

## 2. Untere Explosionsgrenze von Ölnebel

Innerhalb der experimentellen Untersuchungen des Brand- und Explosionsverhaltens von Ölnebel gelten die Arbeiten von Burgoyne et al. als die grundlegenden Arbeiten schlechthin, auf die sich auch heute noch die Mehrzahl der Publikationen zum Thema beziehen [3 – 5]. Dies gilt insbesondere für die Bestimmung der unteren Explosionsgrenze von Ölnebel. Heute findet man in vielen Veröffentlichungen, Sicherheitsdatenblättern usw. den Wert von  $50 \text{ g/m}^3$ , wobei selten beachtet wird, dass Burgoyne selbst in seinen Publikationen darauf hinwies, dass die untere Explosionsgrenze von der Tröpfchengröße abhängig ist und mit zunehmendem Tröpfchendurchmesser abnimmt. Modernere Publikationen tragen diesem Verhalten Rechnung und geben für die untere Explosionsgrenze einen Bereich zwischen 20 und  $60 \text{ g/m}^3$  an, wobei jedoch zu beachten ist, dass dieser Wert sich manchmal auf die Gesamtmenge Stoff im Volumen bezieht, also Gasanteil und Tröpfchenanteil [6 – 8].

In der Vorschrift M67 der IACS [9] zur Zertifizierung von Ölnebeldetektoren für die Kurbelraumüberwachung wird von einem Wert von  $50 \text{ g/m}^3$  (nur Tröpfchenanteil) ausgegangen. Eine Alarmierung wird bei 5 % der unteren Explosionsgrenze gefordert, entsprechend einer Konzentration von  $2,5 \text{ g/m}^3$ , wobei eine Tröpfchengröße von maximal  $5 \mu\text{m}$  vorausgesetzt wird.

Innerhalb des durch das Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie geförderten Forschungsprojektes RedOMiR haben wir an unserem Institut umfangreiche Versuche mit Ölnebel durchgeführt. Dabei wurde unter verschiedenen Bedingungen versucht, die untere Explosionsgrenze von Ölnebel zu erreichen:

- Einbringen von mechanisch erzeugtem Ölnebel aus einem Ölnebelgenerator in ein definiertes Volumen ( $1\text{m}^3$ ), dabei Variation der Tröpfchengröße ( $1 - 5 \mu\text{m}$ ), des Vordruckes und/oder der Öltemperatur, teilweise gleichzeitiger Einsatz mehrerer Düsen
- Einbringen von thermisch kondensiertem Ölnebel aus einem Ölnebelgenerator in ein definiertes Volumen ( $1\text{m}^3$ )
- Verdampfen von Öl direkt im definierten Volumen ( $1\text{m}^3$ )

Die im Volumen nach verschiedenen Zeiten erreichte Tröpfchenkonzentration wurde entsprechend der IACS-Vorschrift [9] gravimetrisch mit Hilfe eines Kolbenprobers bestimmt (Absaugen einer 1 Liter-Probe aus dem Testvolumen durch einen Filter, Wägen des Filters vor und nach dem Absaugen).



Unabhängig von der Methode des Einbringens des Ölnebels stellte sich nach wenigen Minuten immer eine konstante Tröpfchenkonzentration im Testvolumen ein, die um  $3,5 \text{ g/m}^3$  lag. Auch ein lange fortgesetztes Einbringen von Ölnebel resultierte nicht in einer Erhöhung der Ölnebelkonzentration (Abb. 1).

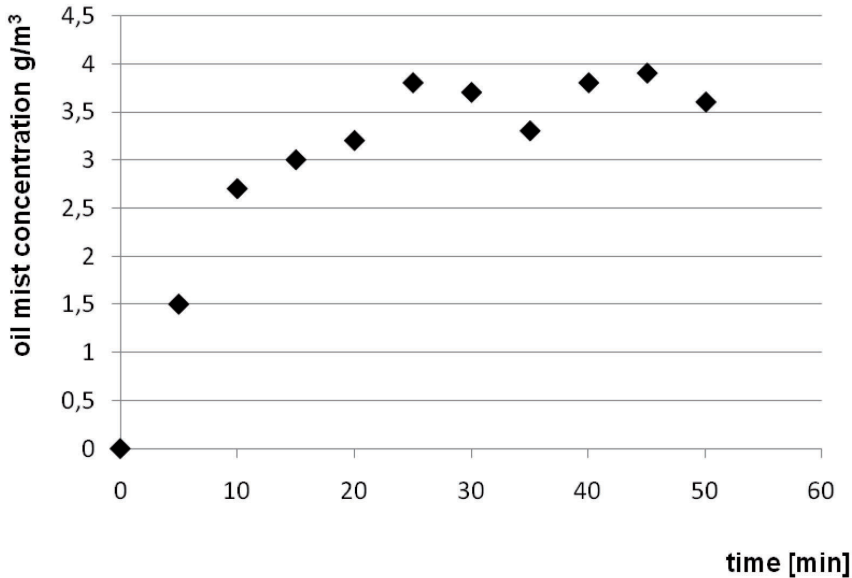


Abbildung 1: Entwicklung der Ölnebelkonzentration mit der Zeit bei fortwährendem Eintragen von Ölnebel (verwendeter Ölnebelgenerator: ATM 243 Topas GmbH, Massenstrom  $50 \text{ g/h}$ , durchschnittl. Tröpfchengröße:  $2 \mu\text{m}$ )

Zu ähnlichen experimentellen Beobachtungen gelangte bereits die Arbeitsgruppe um H. Förster an der Physikalisch-Technischen Bundesanstalt Braunschweig. Die zusätzlich von dieser Gruppe durchgeführten Berechnungen zeigten, dass aufgrund physikalischer Zusammenhänge (Oberflächenspannung, Stoßtheorie) eine höhere stationäre Ölnebelkonzentration nicht erreichbar ist, weil sich ab einer bestimmten Beladung der Atmosphäre mit Öltröpfchen ein Gleichgewicht einstellt zwischen dem Eintrag neuer Tröpfchen und dem Zusammenstoßen und Absinken bereits vorhandener Tröpfchen [10, 11].

Fazit: Statische Ölnebelkonzentrationen, die der oben angegebenen unteren Explosionsgrenze von Ölnebel entsprechen, können nicht erreicht werden. Höhere Ölnebelkonzentration sind offenbar nur dynamisch erreichbar, etwa innerhalb von Sprühkegeln aus Öltröpfchen, die durch Pressen von Öl durch eine Düse entstehen. Diese Bedingungen sind innerhalb eines Kurbelraumgehäuses sehr unwahrscheinlich!

### 3. Verhalten von Öltröpfchen bei verschiedenen Umgebungstemperaturen

Parallel führte unsere Arbeitsgruppe Versuche zum Verhalten von Öltröpfchen bei verschiedenen Temperaturen durch. In Abbildung 2 ist der für diese Messungen entwickelte Versuchssstand dargestellt.

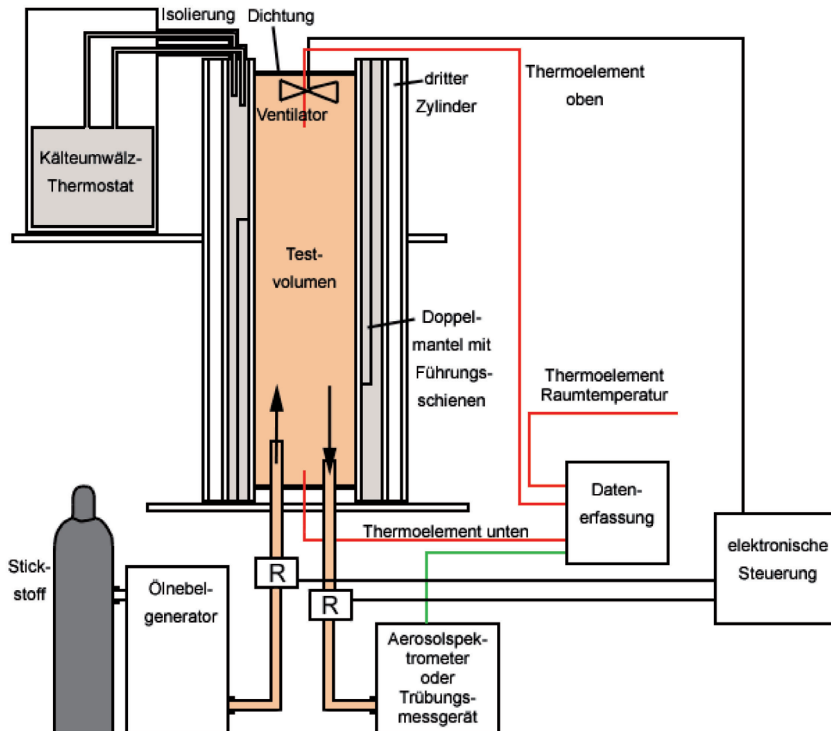


Abbildung 2: Versuchssstand für die Untersuchung des Verhaltens von Öltröpfchen bei verschiedenen Umgebungstemperaturen

Der Versuchssstand für die Tröpfchenmessungen wurde in Form eines dreiwandigen Testvolumens (1m hoch, Durchmesser des inneren Zylinders 10 cm) aus Plexiglas gebaut. Dieser Versuchssstand hatte folgende Ausstattung:

- Temperierung des Testvolumens über einen mit Thermalöl gefüllten Doppelmantel durch ein Kälteumwälzthermostat. Ein dritter luftgefüllter Zylinder wurde als Isolierung eingebaut.
- Einleiten von definierten Mengen Ölnebel. Der dafür verwendete Ölnebelgenerator erzeugte relativ monodisperse Tröpfchen mit einem Durchmesser von ca. 1  $\mu\text{m}$ . Der erzeugte Öltröpfchen-Massenstrom wurde für die durchzuführenden Versuche auf 200 mg/h eingestellt.

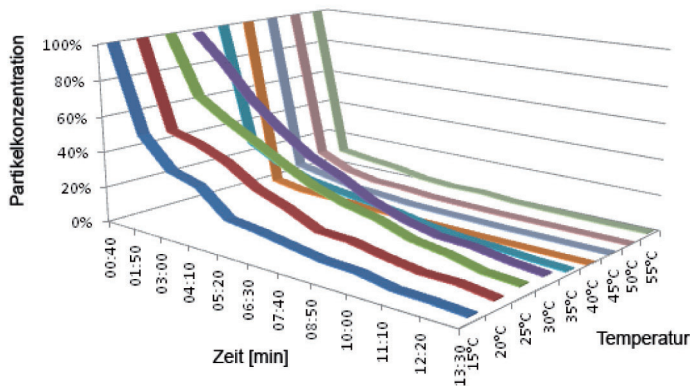
Eine definierte Ölnebelmenge erhielt man entsprechend durch Einleitung des definierten Massenstroms über genau definierte Zeiten. Dies wurde durch ein elektronisch gesteuertes Relais an einem Dreiwegehahn erreicht, welches zwischen Testvolumen und Ölnebelgenerator eingebaut war.

- Messen der Teilchengrößenverteilung des Ölnebels mittels Aerosolspektrometer. Für diese Messungen wurden in regelmäßigen Abständen und über genau definierte Zeiten Proben aus dem Testvolumen abgesaugt. Die zeitlich definierte Öffnung des Testvolumens realisierte wiederum ein elektronisch gesteuertes Mehrwege-Relais. Die Erfassung der Messdaten erfolgte über eine spezielle Software.
- Temperaturmessung oben und unten durch Thermoelemente. Ein weiteres Thermoelement kontrollierte kontinuierlich die Raumtemperatur. Alle Temperaturen wurden über einen Messkoffer erfasst.
- Gleichmäßige Verteilung des Ölnebels durch kleinen Ventilator. Vor Beginn der ersten Messung wurde der Ventilator automatisch abgeschaltet.

Die durchgeführten Messungen ergaben, dass Öltröpfchen mit einem Durchmesser von ca.  $1\text{ }\mu\text{m}$  bei Temperaturen, die höher als  $45^{\circ}\text{C}$  sind, innerhalb weniger Sekunden oder vermutlich nur Sekundenbruchteilen verdampfen (Abbildung 3).

Diese Ergebnisse decken sich mit den Experimenten von Wilms et. al., der ermittelte, dass die Lebensdauer von selbst durchschnittlich  $50\text{ }\mu\text{m}$  großen Tröpfchen bei  $83^{\circ}\text{C}$  nur bei ca. 10 Sekunden liegt [12]. Die Versuche wurden mit einem Gemisch aus Tetradekan, Pentadekan und Hexadekan durchgeführt, welches bereits ein gutes Modell für ein Öl darstellt, da alle Bestandteile Siedepunkte über  $250^{\circ}\text{C}$  besitzen.

Im Zusammenhang damit soll erwähnt werden, dass Messungen der Größen und der Größenverteilung von Öltröpfchen im Kurbelgehäuse ergaben, dass die Tröpfchen zwischen  $0,01\text{ }\mu\text{m}$  (Nachweisgrenze) und etwa  $10\text{ }\mu\text{m}$  groß sind, wobei 50 – 70 % der Tröpfchen kleiner als  $1\text{ }\mu\text{m}$  sind [13, 14] und dass sich die Tröpfchengrößenverteilung mit zunehmender Motorlast mehr in Richtung der sehr kleinen Tröpfchen verschiebt [15].



*Abbildung 3: Verweilzeit von Öltröpfchen in einem Testvolumen bei verschiedenen Temperaturen (hier für Tröpfchen mit einem mittleren Durchmesser von  $0,8\ \mu\text{m}$  dargestellt) Analoge Messverläufe ergaben sich für Tröpfchen mit einem mittleren Durchmesser von  $1,7\ \mu\text{m}$*

Bei Untersuchungen von Schaller Automation in Zusammenarbeit mit der Universität Karlsruhe [1] wurde festgestellt, dass bei einem Kolbenfresser Temperaturen bis weit über  $400^\circ\text{C}$  auftreten.

Fazit: Nach unseren Erkenntnissen können in der unmittelbaren Nähe eines heißgelaufenen Lagers Öltröpfchen mit einem Durchmesser bis ca.  $10\ \mu\text{m}$  gar nicht existieren.

#### 4. Zündverhalten

In Übereinstimmung mit den oben gemachten Darstellungen zur unteren Explosionsgrenze gelang es innerhalb der an unserem Institut durchgeführten Versuche tatsächlich nicht, Ölnebel, der von außen (z.B. durch Ölnebelgeneratoren) in ein definiertes Volumen gebracht wurde, zu zünden, selbst bei Einsatz hoher Zündenergien von bis zu  $700\ \text{J}$  (Entladefunken).

Analoge Experimente mit Zündenergien bis zu  $10\ \text{kJ}$  brachten ebenfalls keinen Zünderfolg [8, 10].

Eine Zündung gelingt anscheinend wiederum nur bei Einbringen und korrektem Ausrichten der Zündquelle (Entladefunken) in einem Sprühstrahl aus Öltröpfchen. Versuchte man die Zündung nur  $0,1\ \text{s}$  nach Ausschalten des Sprühstrahls, in der Annahme, das Volumen hat die untere Explosionsgrenze erreicht, so gelang in keinem der durchgeführten Versuche eine Zündung. Auch eine Zündung bei eingeschaltetem Sprühstrahl, aber hinter einer Blende, gelang nicht. [8, 10]

Verdampft man jedoch z.B. Schmieröl (Erhitzen durch eine Heizplatte) in einem Testvolumen und versucht eine Zündung über der Öloberfläche, so kommt es regelmäßig zu einer Zündung (eigene Experimente). Dieser Ablauf entspricht dem Szenarium, welches in einem Kurbelraum z.B. infolge eines Lagerschadens ablaufen kann: Schmieröl wird an der heißen Oberfläche verdampft. Diese Vorversuche legten die Vermutung nahe, dass die Zündung nicht durch den vorhandenen Ölnebel verursacht wird, sondern möglicherweise durch Gase, die während des Erhitzens von Öl entstehen.

## **5. Gase als Ursache?**

In Bezug auf die bereits beschriebenen Versuchsergebnisse stellte sich nun die Frage, ob nicht in den bei der Verdampfung und Zersetzung von Schmieröl entstehenden Gasen die tatsächlichen Ursachen von Kurbelraumexplosionen zu suchen sind. Bekannt ist, dass bei der thermischen Zersetzung von Ölen mit einer Vielzahl chemischer Zersetzungsprodukte zu rechnen ist [16 – 18].

Erste von uns durchgeführte Gasmessungen während der Zersetzung von Schmieröl zeigten, dass bereits bei relativ niedrigen Öltemperaturen eine Freisetzung explosiver Gase beginnt, die sich mit steigender Temperatur rapide erhöht. Bei den gemessenen Gasen handelte es u.a. sich um explosive Gase wie Propan  $C_3H_8$  und Wasserstoff  $H_2$  (Abbildung 4) oder Formaldehyd.

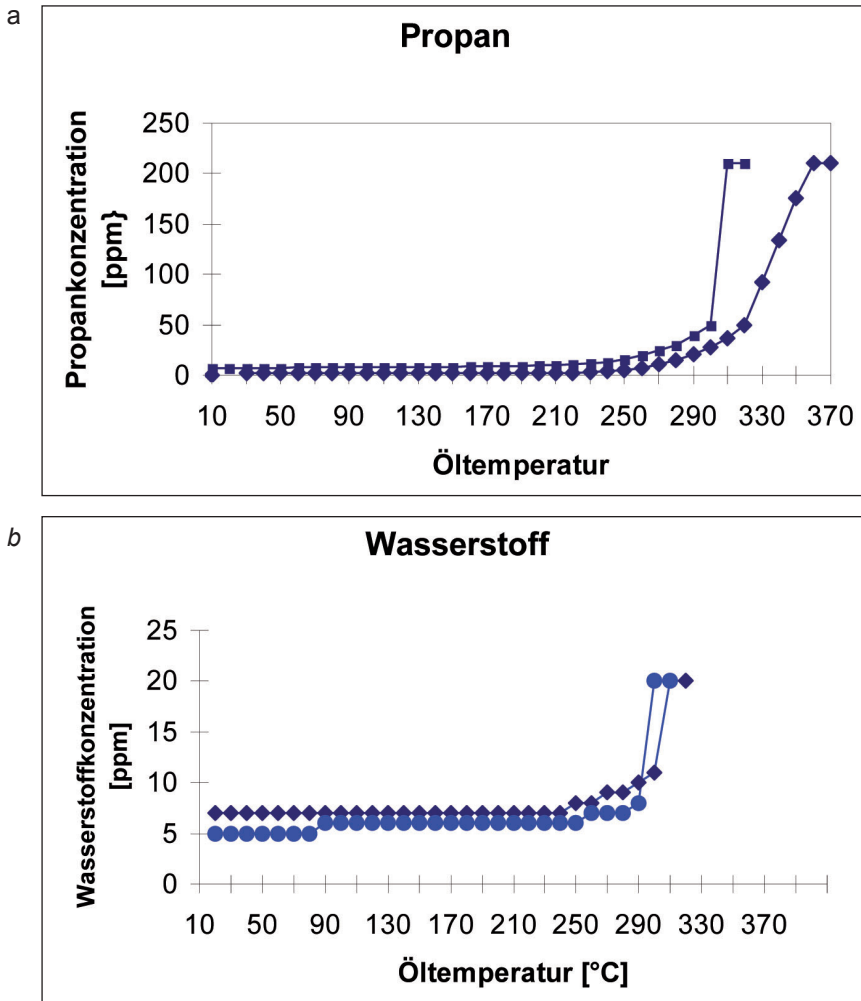


Abbildung 4: Entwicklung von Gasen bei der Zersetzung von Schmieröl (Shell Tellus C5) a) Propan b) Wasserstoff

Durch ein heiß gelaufenes Lager wären die Zündtemperaturen dieser Gase durchaus erreichbar und somit die Bedingungen für eine Selbstentzündung gegeben. Gleichzeitig ist die Mindestzündenergie für diese Gase sehr gering, sie liegt z. B. für Wasserstoff bei 0,019 mJ, so dass verschiedene Zündquellen (heiße Oberflächen, mechanisch erzeugte Funken) innerhalb des Kurbelraumes auch als Auslöser einer Zündung in Frage kämen.

Der entwickelte Versuchsstand (Abbildung 5) für Zündversuche wurde entsprechend so konzipiert, dass Öl direkt im Testvolumen verdampft und gezündet werden konnte. Das Testvolumen wurde von einem 200-Liter-Fass

gebildet. Um die Vorgänge im Fass verfolgen zu können, wurden ein Plexi-  
glasfenster eingebaut. Die Behälter für das Öl wurden speziell angefertigt:  
Sie hatten am Boden einen höheren äußeren Rand, so dass ein festes Ein-  
rasten auf der Heizplatte ermöglicht wurde. Das Thermoelement für die Be-  
stimmung der Öltemperatur wurde zentral direkt in den Ölbehältern ange-  
schweißt, so dass sie immer an der gleichen Stelle platziert waren. Die Span-  
nung für die Heizplatten wurde durch einen Transformator reguliert. Die Öl-  
menge wurde mit Hilfe einer Pipette für jeden Versuch genau abgemessen.  
Die Thermoelemente wurden im Fass mit einem Lochband aus Stahl fixiert.  
Der elektronische Zünder wurde zwischen zwei Stahlstäben eingebaut und  
so ebenfalls genau fixiert. Er war über einen kleinen Deckel im Fassdeckel  
höhenverstellbar. Die durch den Zündfunken abgegebene Zündenergie wur-  
de mit einem Präzisions-Hochspannungsnetzgerät auf 400 J eingestellt.

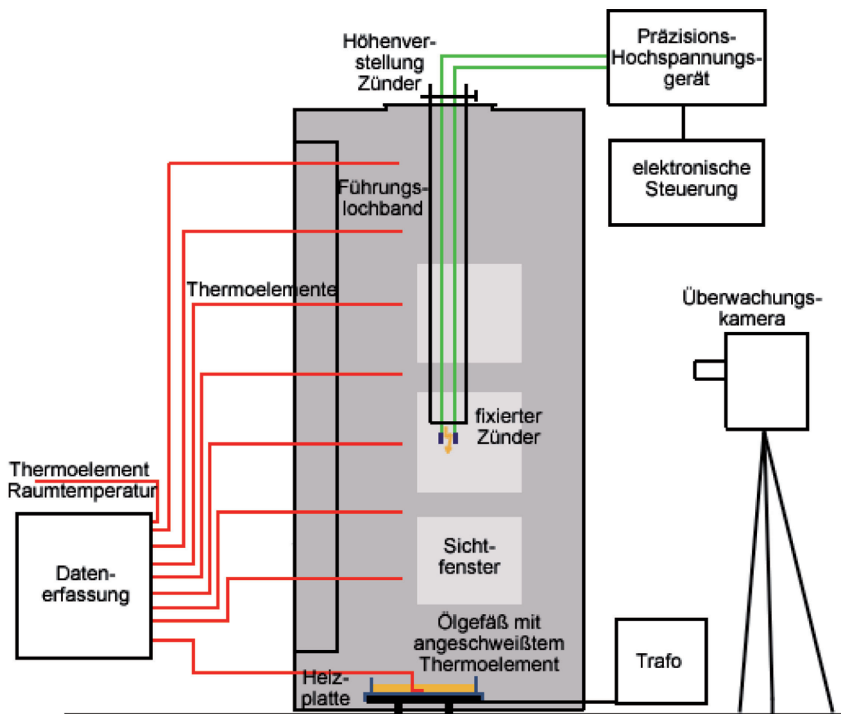


Abbildung 5: Schema des Versuchssandes für Zündversuche

Aus Sicherheitsgründen musste die Versuchssteuerung aus einem Neben-  
raum und die Versuchsüberwachung mitameratechnik erfolgen.

Ein Zündfunken wurde ab 152°C Öltemperatur alle 10s für 0,5 s erzeugt.

In Abbildung 6 ist der Verlauf der Gaskonzentrationen während eines Zündversuches qualitativ zusammengefasst. Man erkennt, dass die Durchzündung des Volumens kurz nach dem Anstieg der Gaskonzentrationen erfolgte.

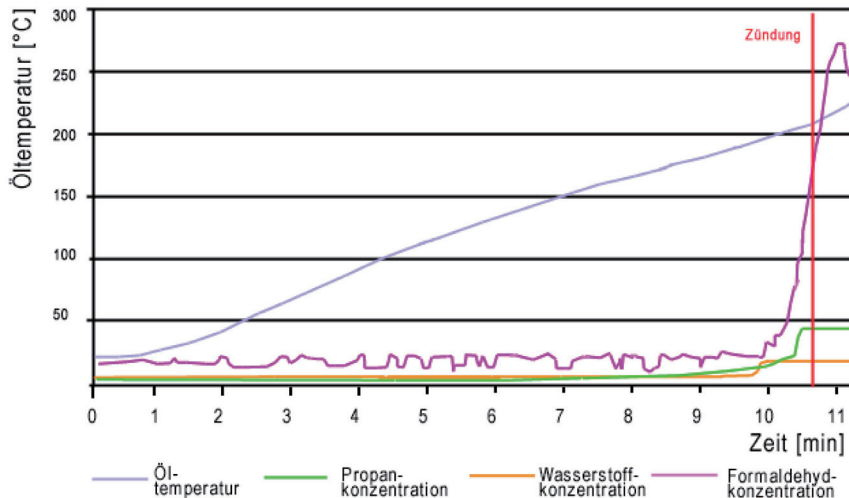
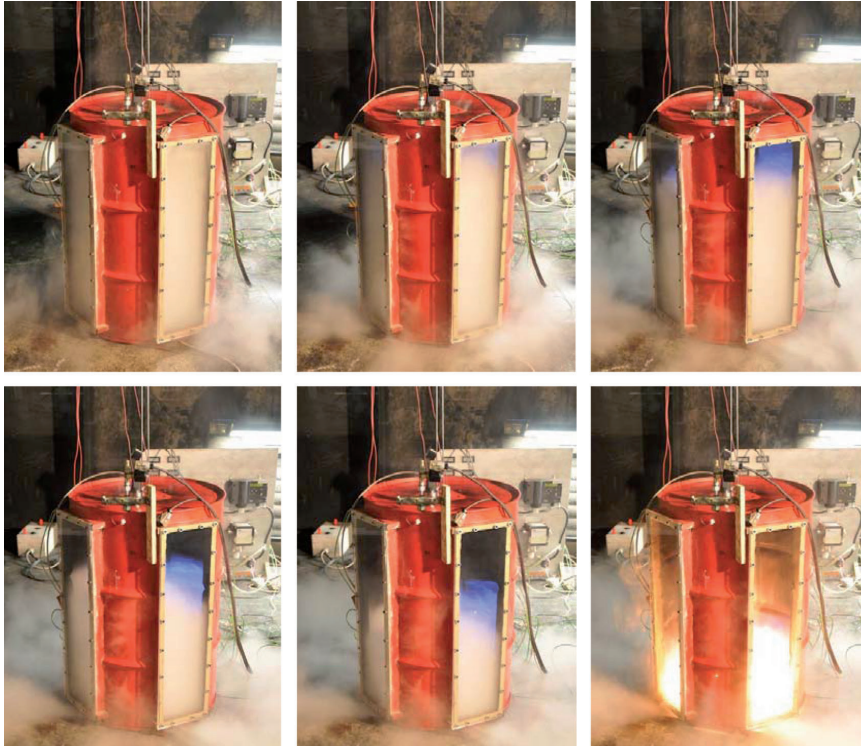


Abbildung 6: Verlauf der Gaskonzentrationen von Formaldehyd, Propan (am Ende der Messung außerhalb des Messbereichs) und Wasserstoff (am Ende der Messung außerhalb des Messbereichs) und Zeitpunkt der Durchzündung

Während der Versuche konnte mehrfach folgender Ablauf des Zündvorgangs beobachtet werden: Bereits bei mittleren Zünderhöhen (40 cm) erfolgte die Zündung offensichtlich im oberen Bereich des Testvolumens. Dies zeigte sich durch eine intensiv blaue Flammenerscheinung direkt unter dem Deckel des Fasses. Das Feuer bewegte sich dann allmählich durch das Fass nach unten, bis sich schließlich das Öl im Gefäß entzündete und mit heller gelber Flamme brannte. Dieser immer wieder beobachtete Ablauf (Abbildung 7) war ein weiterer Hinweis darauf, dass es tatsächlich Gase sind, die sich entzünden und nicht Ölnebel. Die Gase entstehen bei der Verdampfung und Zersetzung des Öls, sammeln sich aufgrund ihrer Erwärmung und/oder niedrigen Dichte vermehrt unterhalb des Fassdeckels an, wo sie sich dann durch den Zündfunken entzünden. Auch die blaue Flammenfärbung weist deutlich auf brennende Gase hin.





*Abbildung 7: typischer Ablauf eines Zündexperiments: Entzündung von Gasen unter dem Fassdeckel, Bewegung der blauen Flammenfront nach unten, Entzündung des Öls, Abbrand mit gelboranger Flamme*

## 6. Zusammenfassung und Ausblick

Das Verbundprojekt RedOMiR erbrachte zwei wesentliche Forschungsergebnisse, die jeweils ein hohes Potential für wissenschaftlich-technische Weiterentwicklungen im Hinblick auf die Sicherheit von ölgeschmierten Anlagen in sich bergen:

Die Ursachen von Explosionen ölgeschmierter Anlagen liegt offensichtlich nicht, wie bisher angenommen, in sich entzündendem Ölnebel, sondern vielmehr in explosiven Gasen, die während der Erhitzung von Schmieröl entstehen. Diese Erkenntnis wird durch folgende Beobachtungen/Überlegungen untermauert:

- Die untere Explosionsgrenze von Ölnebel ist unter stationären Bedingungen nicht erreichbar. Die unter stationären Bedingungen erreichbare Ölnebelkonzentration liegt bei max. etwa 4–5 mg/l und ist auch mit hoher Zündenergie nicht entzündbar.

- Öltröpfchen verdampfen bereits bei leicht erhöhten Temperaturen sehr schnell und könnten demnach in unmittelbarer Nähe zu einer infolge eines Defektes o. ä. überhitzten Oberfläche nicht existieren.
- Bei der Zersetzung von Schmieröl entstehen explosive Gase. Die Entzündung im Testvolumen erfolgt nur sehr kurze Zeit nach der Freisetzung dieser Gase.
- Das Abbrandverhalten zeigt nach Zündung zunächst eine blaue (Gas) flamme, die sich im Volumen von oben nach unten bewegt, erst am Ende erfolgt tatsächlich eine Entzündung des Öls.

Diese Erkenntnisse sind besonders hinsichtlich der Methoden der Überwachung von ölgeschmierten Anlagen von hoher Tragweite. So erscheint es z.B. notwendig, die bisher übliche Ölnebelüberwachung von Großdieselmotoren durch eine Gassensorik zu ergänzen.

In Anbetracht der gefundenen Ergebnisse erscheinen zur Verhinderung von Explosionen in ölgeschmierten Anlagen auch folgende weitere Forschungsschwerpunkte bzw. Maßnahmen sinnvoll:

1. Einsatz/Entwicklung von Schmierölen, die keine explosiven Zersetzungsgase freisetzen oder erst bei sehr viel höheren Temperaturen (es ist zu erwarten, dass verschiedene Schmieröle sich hinsichtlich der Freisetzung von Zersetzungsgasen unterschiedlich verhalten, da sie sich teilweise deutlich in ihrer Zusammensetzung unterscheiden (z. B. Mineralöle und synthetische Öle).
2. Überwachung von ölgeschmierten Anlagen hinsichtlich der Freisetzung von Zersetzungsgasen.
3. Unterteilung von ölgeschmierten Anlagen in relativ gasdichte Kompartments, um die Ausbreitung der Gase einzuschränken.
4. Einbau von Adsorber- / Katalysatorschichten in ölgeschmierte Anlagen, um die entstehenden Zersetzungsgase sofort zu binden/chemisch abzubauen.

## **7. Danksagung**

Die vorgestellten Ergebnisse wurden im Rahmen des vom BMWi geförderten Projektes RedOMiR (Förderkennzeichen: 03SX243) ermittelt. Wir danken dem BMWi für die Förderung des Projektes.

## 8 Literatur

- [1] Maßnahmen zur Begrenzung der latenten Betriebsgefahr von großen Dieselmotoren (über 2,25 MW) auf Schiffen, Sonderdruck für Schaller Automation Blieskastel, Motortechnische Zeitschrift 62, 2001, Heft 7/8 und Heft 12
- [2] Smith, B.J. Oil Mist Detection as an aid to monitoring an engines condition, AlMarEST, MIDGTE, Publication 524, 2001, Quality Monitoring Instruments Ltd., [www.oilmist.com](http://www.oilmist.com)
- [3] Burgoyne, J.H.; Newitt, D.M. Crankcase Explosions in Marine Engines, Marine Engineers 1955, pp 265 – 270
- [4] Burgoyne, J.H.; Cohen, L. The effect of drop size on flame propagation in liquid aerosols Proceedings of the Royal Society, A225, 1954, pp. 375 – 392
- [5] Burgoyne, J.H.; Mist and spray explosions, Chemical Engineering Progress 53 (3), 1957, pp. 121 – 124
- [6] Atzler, F. Fundamental studies of aerosol combustion, PhD. Thesis, University of Leeds, 1999
- [7] Bowen, P. J.; Bull, D.C.; Prothero A.; Rowson, J.J. Deflagration of Hydrcarbon Aerosol Fuels Combustion Science and Technology 130, 1997, pp. 25 – 47
- [8] Hattwig, M.; Steen, H. (Ed) Handbook of Explosion Prevention and Protection, Wiley-VCH, Weinheim 2004
- [9] IACS-Vorschrift M67 (Jan. 2005, revised July 2006) „Type Testing Procedure for Crankcase Oil Mist Detection and Alarm Equipment“
- [10] Förster, H.; Stehen, H., PTB-Bericht PTB-W 21. Physikalisch-technische Bundesanstalt Braunschweig, 1983
- [11] Förster, H; Hirsch, W.; Hempel, D. Brand- und Explosionsgefahr beim Versprühen von brennbaren Flüssigkeiten und von deren Gemengen mit Wasser PTB-Bericht, PTB-W 62, Wirtschaftsverlag NW Verlag für neue Wissenschaft, Bremerhaven, 1995
- [12] Wilms, J. Evaporation of Multicomponent Droplets, Dissertation Institut für Thermodynamik der Luft- und Raumfahrt an der Universität Stuttgart, Oktober 2005

- [13] Osenga, M., Clean Air Regulations Drive, Racors Crankcase Filtration Line, Diesel Progress, North American Edition, Febr. 2006
- [14] Sauter, H.L.; Tratmann, P.; Messung und Abscheidung von Ölnebel-aerosolen aus der Kurbelgehäuseentlüftung von Verbrennungsmotoren, Motortechnische Zeitschrift 61(12), 2000, pp. 874 – 878
- [15] Lauer, P. Oil mist emission by crankcase ventilation from medium speed 4-stroke Diesel engines, European Aerosol Conference 2007, Salzburg
- [16] Paehr, G. Zustand und Veränderung des Schmierstoffes im Betrieb und deren Auswirkungen auf den Verbrennungsmotor, Motortechnische Zeitschrift 53 (7/8), 1992, pp. 350 - 355
- [17] Fitch, J.C., Noria Corporation, Demystifying Sludge and Varnish, Machinery Lubrication Magazine, January 2002
- [18] Fitch, J.C.; Gebarin, S., Noria Corporation, Sludge and Varnish in Turbine Systems, Practicing Oil Analysis Magazine, May 2006

# **SIPAS – Sicherer Passierabstand von Seeschiffen beim Überholen und Begegnen im begrenzten Fahrwasser**

K. Benedict, W.Köpnick, HS Wismar / MSCW, Warnemünde; B. Friedhoff, A. Gronarz, DST Duisburg; T. Heyken, C. Bornhorst, F. de Melo Petey, RDE Bremen

## **Einleitung – Problemstellung**

Untersuchungen von Schiffsunfällen und Erfahrungen in der Schiffsführung mit kritischen Situationen zeigen, dass Kollisionen insbesondere bei Überholmanövern von Schiffen infolge hydrodynamischer Ansaugeffekte zwischen den Schiffen und dabei scheinbar nachlassender Ruderwirkung auftreten. Solche Kollisionen ereignen sich vorwiegend in den engen Fahrwassern zu den Häfen und führen neben den hohen Sachschäden an den Schiffen oft auch zur Sperrung des gesamten Fahrwassers, damit zu kostenintensiven Unterbrechungen des Hafenbetriebs und hohen volkswirtschaftlichen Verlusten. Die Dringlichkeit der Untersuchung dieser Thematik wird einerseits durch den steigenden Schiffsverkehr und die signifikant angestiegenen Schiffsgrößen bzw. -geschwindigkeiten und andererseits durch das in der letzten Zeit gehäufte Auftreten von Kollisionsunfällen belegt. Nachfolgend werden die innerhalb des Verbundvorhabens SIPAS von den drei Projektpartnern bearbeiteten Untersuchungsgegenstände benannt und anschließend einige Ergebnisse vorgestellt:

- Operationelle Methoden für die Schiffsführung und Anwendung in der Shiphandling Simulation (Hochschule Wismar, Fachbereich Seefahrt Warnemünde) – SIPAS-OM
- Hydrodynamische Wirkungen beim Passieren von Seeschiffen. Parametrisierung und Analyse von Ursachen für Kollisionen sowie Erstellung von Betriebshinweisen beim Passiervorgang mittels CFD-Methoden und aus experimentellen Modelluntersuchungen (DST – Entwicklungszentrum für Schiffstechnik und Transportsysteme e.V., Duisburg) – SIPAS-MAP
- Optimieren und Einbringen verbesserter Strom- und Bewegungsmodelle für Schiffsinteraktionen. Modellierung und Implementierung von Kräften an Seeschiffen in Shiphandling Simulatoren mit Darstellung von 3-D Wellensystemen / Fahrtwellen am Schiff (Rheinmetall Defence Electronics Bremen, RDE) – SIPAS-SIM

## **Operationelle Methoden für die Schiffsführung und Anwendung in-Shiphandling Simulatoren – SIPAS-OM**

### **Arbeitsziele und Bearbeitungsschwerpunkte des Teilprojektes**

Folgende Ziele und Schwerpunkte standen im Vordergrund:

- Erhöhung der Sicherheit bei Passiervorgängen von Hochseeschiffen in engen Fahrwassern durch die Entwicklung praktikabler Instrumentarien zur operativen Anwendung an Bord, um Gefahren infolge von Sogeffekten bei Überholmanövern in begrenztem Fahrwasser zu minimieren.
- Nutzung der erweiterten und modernisierten Simulationsmodule für Überhol- und Begegnungssituationen von Schiffen zur Erhöhung der Qualität und Effektivität in der Aus- und Fortbildung am Maritimen Simulationszentrum Warnemünde (MSCW)
- Modellierung von Schiffen zum Test der verbesserten Simulationstechnik im MSCW und Entwicklung von Trainingsszenarien zur Beurteilung von Passiersituationen.

Die im Rahmen dieses Projektes gewonnenen Erkenntnisse aus den hydrodynamischen Untersuchungen sollen in eine verbesserte Methodik zur Erfassung der Kraft- und Momentenwirkungen zwischen sich passierenden Schiffen überführt werden. Damit können die Effekte und Phänomäne beim Begegnen und Überholen von Seeschiffen im begrenzten Fahrwasser realitätsnäher und qualitativ verbessert im Simulator bestimmt und dargestellt werden, womit ein Beitrag zur Beratung und Unterstützung der Schiffsführung geliefert wird, der auch in den Bereich der Aus- und Weiterbildung integriert werden kann.

### **Modellierung von Simulatorschiffen und Analyse des derzeitigen Passiermoduls im Shiphandling Simulator ANS5000**

Beim gegenwärtig implementierten Passiermodul im Shiphandling Simulator (SHS) werden die interaktiven Wirkungen, die ein passierendes Schiff auf ein Eigenschiff ausübt, durch induzierte Zusatzgeschwindigkeiten in den Bewegungsgleichungen ausgedrückt. Diese wirken an 4 über die Schiffslänge festgelegten Angriffspunkten und beeinflussen Kurs und Geschwindigkeit des Eigenschiffes in Abhängigkeit vom Abstand, der Geschwindigkeit und dem Kurs des passierenden Schiffes.

Um das derzeitige Passiermodul des ANS5000 qualitativ zu testen, wurden 4 Simulatorschiffe modelliert. Sie entsprechen in Abmessungen und Verdrängung den Großausführungen, von denen in Duisburg (DST) Schiffsmodelle für die experimentellen Untersuchungen im Schleppkanal angefertigt wurden (siehe Tabelle 1).

Weil von allen Passiersituationen (Begegnen, Überholen, Vorbeifahren am stehenden Objekt) der Überholvorgang das größte Gefahrenpotenzial beinhaltet, wurden im Hinblick auf die zu erhöhende Schiffssicherheit nur Überholmanöver gefahren. Durch die längere Passierdauer sind die spezifischen Phasen des Manövers mit den dazu gehörigen interaktiven Kraft- und Momentenwirkungen ziemlich deutlich ausgeprägt, so dass die charakteristischen Bewegungszustände von Überholer und Überholtem relativ gut analysiert werden können. Die Beurteilung des Passiermoduls im SHS wurde deshalb an Hand ausgewählter Überholvorgänge mit den modellierten Simulatorschiffen für unterschiedliche Schiffslängen, Variation der Absolut- und Relativgeschwindigkeit, Variation des seitlichen Abstandes sowie der Wassertiefe vorgenommen.

Die Analyse ergab, dass das derzeitige Passiermodul einige abweichende Besonderheiten gegenüber realen Überholvorgängen und auch gegenüber Modellexperimenten aufweist. Einzelne Phasen des Überholvorganges laufen zu falschen Zeitpunkten ab und die interaktiven Wirkungen treten zum Teil in unzutreffenden Positionierungen der sich überholenden Schiffe auf.

### **Bestimmung von Querkräften und Giermomenten in Überholvorgängen nach verschiedenen Methoden**

Die während eines Überholvorganges auftretenden interaktiven Wirkungen lassen sich als Längskraft, Querkraft und Giermoment separieren. Ihr Verlauf ist charakteristisch (siehe Abb. 1) und bestimmt maßgeblich das Bewegungsverhalten der Schiffe während des Manövers.

- Die Längskraft ist in der Anfangsphase des Überholvorganges negativ und verzögert den Überholten. Nach der Mittschiff-Mittschiff-Position wechselt das Vorzeichen und der Überholte wird beschleunigt.
- Die Querkraft sorgt zu Beginn des Überholvorganges für ein gegenseitiges Abstoßen der Schiffe, hat etwa in der Mittschiff-Mittschiff-Position ihren Maximalwert als Anziehung und sorgt am Ende wieder für eine Abstoßung.
- Das Giermoment ist am Beginn des Überholvorganges positiv und wegdrehend, hat in der Mittschiff-Mittschiff-Position nur einen geringen Wert, wechselt in der zweiten Hälfte das Vorzeichen und wird eindrehend.

Um eine Einschätzung des derzeitigen Passiermoduls vornehmen zu können, wurde am Bereich Seefahrt ein Aufzeichnungstool und die Auswertesoftware SIMDAT entwickelt, durch welche sämtliche Daten eines Überholvorganges im Shiphandling Simulator mitloggt sowie charakteristische Manöverkennwerte berechnet und grafisch dargestellt werden können. Die aufgezeichneten Kraft- und Momentenverläufe wurden mit aus der Literatur bekannten Berechnungsmethoden verglichen, speziell mit den Verläufen eines generischen Modells bei Variation der relevanten Manöverkennwerte.

Trotz gewisser qualitativer Übereinstimmung, was die Bereiche für Abstoßung/Anziehung bzw. eindrehendes/ausdrehendes Moment betrifft, sind die Maximalwerte für Querkraft und Giermoment aus dem Simulator entlang der relativen Überhol-Positionen deutlich verschoben, sowohl gegenüber realen Überholvorgängen als auch gegenüber den Vergleichsverläufen.

### **Bestimmung von Verlauf und Parametern bei Passiervorgängen**

Im Rahmen der in SIPAS geplanten Beobachtungen beim Passiervorgang von Schiffen im Forschungshafen Rostock wurde untersucht, inwieweit aus den Aufzeichnungen des Voyage Data Recorder (VDR) auf den Verlauf und die Parameter eines Passiervorganges, speziell auf den seitlichen Passierabstand, geschlossen werden kann. Zu diesem Zweck stand ein mehrtägiges VDR-Backup der Fähre „Mecklenburg-Vorpommern“ für die Route Rostock-Trelleborg-Rostock zur Verfügung. Die „Mecklenburg-Vorpommern“ ist mit einem Marine Event Recorder (MER), einer weiterentwickelten und zertifizierten Variante des gebräuchlichen SOLAS-VDR, ausgerüstet. Die Aufzeichnungen wurden über einen am MSCW verfügbaren Replayer ausgewertet. Die gespeicherten VDR-Daten betrafen den Zeitraum vom 1. Januar 2008, 20:20 Uhr, bis zum 3. Januar 2008, 1:45 Uhr. In diesen Zeitraum fallen zwei Überfahrten von Rostock nach Trelleborg und eine in die Gegenrichtung. Auf Grund der im Seekanal Rostock zulässigen Höchstgeschwindigkeit von 6,5 kn sind Überholvorgänge selten; lediglich 2 Begegnungsvorgänge konnten ausgewertet werden.

Da vom VDR sowohl die Bewegungs- und Manöverdaten des eigenen Schiffes als auch die AIS-Informationen zu allen interessierenden Zielschiffen, Umweltdaten, usw. aufgezeichnet und ausgegeben werden, sind ausreichend Angaben vorhanden, um die Größe der für einen Passiervorgang relevanten Parameter zu ermitteln. Mit einer am Bereich Seefahrt entwickelten Software zur Auswertung von AIS-Informationen kann für einen bestimmten Zeitpunkt des Überholvorganges die Peilung aus den globalen Koordinaten berechnet und dann unter Berücksichtigung der Antennenposition auf den Schiffen der Abstand zwischen den sich passierenden Bordwänden bestimmt werden.



Im Rahmen der in SIPAS geplanten Unfalldatenbeschaffung bzw. Unfallanalysen konnte mit Hilfe von Aufzeichnungen eines konkreten Seeunfalls ein realer Überholvorgang analysiert werden. Aus den Daten (z. B. AIS-Aufzeichnungen), die dankenswerterweise von der Bundesstelle für Seeunfalluntersuchung (BSU) zur Verfügung gestellt wurden, konnte näherungsweise auf den Verlauf sowie auf einzelne Parameter des Seeunfalls geschlossen werden. Ergebnisse werden später durch die BSU veröffentlicht.

### **Abschätzung des Passierabstandes nach einem vereinfachten Modell**

Fahrende Schiffe sind von Druck- und Strömungsfeldern umgeben, die sich während des Begegnens oder Überholens gegenseitig überlagern. Dadurch ergeben sich Druckverteilungsänderungen und es treten zusätzliche instationäre Kräfte und Momente auf, die sich auf das Bewegungsverhalten der Schiffe auswirken. Besondere Schwierigkeiten entstehen dadurch, dass die Kräfte und Momente während des Passiervorganges sowohl den Betrag als auch das Vorzeichen ändern und damit ein ständiges Gegensteuern und Korrigieren des Kurses von Seiten der Schiffsführung notwendig ist.

Hinsichtlich einer Risikoerkennung bzw. –minimierung müsste bei der Bestimmung des hydrodynamisch sicheren Passierabstandes untersucht werden, ob die jeweils überholten Schiffe in der Lage wären, die auftretenden maximalen Anziehungskräfte durch einen Driftwinkel zu kompensieren. Ein ähnlicher Ansatz wäre die Kompensation der Momentenwirkung beim Passieren durch entsprechende Ruderlagen.

Solche Analysen mittels theoretischer Berechnungen oder experimenteller Untersuchungen sind schwierig. Insbesondere sind keine Grenzwerte für Gierwinkel bzw. Ruderwinkel bekannt, bei denen noch ausreichende Gegenmaßnahmen zur Einhaltung der Bahn und eines sicheren Passierabstandes in kritischen Situationen getroffen werden könnten.

Eine Möglichkeit für ein Kriterium wäre die Bestimmung eines Referenz-Gierwinkels  $\beta_G$  aus den Daten von Beispiel-Überholvorgängen, die zu Seeunfällen führten. Als Berechnungsansatz wird die Bewegungsgleichung für die Querbewegung benutzt. Mit einem durch umfangreiche Analysen untermauerten Referenz-Gierwinkel könnte auf relativ unkomplizierte Weise auf den erforderlichen Passierabstand bei Überholvorgängen in kritischen Situationen geschlossen werden. Allerdings sind die zur Verfügung stehenden oder gestellten Unfalldaten oft unvollständig und wenig verlässlich, so dass die benötigten Eingangsdaten zum Teil geschätzt werden müssen. In der Regel sind die Angaben zum Unfallhergang und zu den interessierenden Parametern des Passiervorgangs stark differierend und häufig subjektiv eingefärbt. Dadurch ergibt sich eine starke Streuung der berechneten Gierwinkel.

Ergebnisse dieses im Projekt entwickelten Verfahrens werden am Projektende aus den bis dahin erlangten Unfalldaten benannt.

## **Teilvorhaben „Modellierung, Analyse und Parametrisierung hydrodynamischer Wirkungen und Kollisionsursachen beim Passieren von Seeschiffen“ – SIPAS-MAP**

### **Arbeitsziele und Bearbeitungsschwerpunkte des Teilprojektes**

Die realitätsnahe Abbildung von Passiervorgängen in Schiffsführungssimulatoren setzt eine geeignete Darstellung der komplexen hydromechanischen Abläufe voraus. Da eine direkte Simulation in Echtzeit mit heutigen Rechenleistungen und numerischen Berechnungswerkzeugen nicht realisierbar ist, war die Erstellung einer effizienten aber robusten mathematischen Modellierung der Kenngrößen bei instationären Begegnungssituationen wesentliches Ziel des Teilprojektes SIPAS-MAP.

Hierbei konnte auf den zuvor am DST durchgeführten Untersuchungen im Rahmen der BMBF / BMWi-finanzierten Projekte „SICHERBIN – Verbesserung der Verkehrssicherheit auf Binnenwasserstraßen an Engpass- und Gefahrenstellen“ und „SIMUBIN - Modellierung und Simulation der realitätsnahen Schiffsbewegungen auf Binnenwasserstraßen“ aufgebaut werden. Während in diesen Projekten nur Teilaspekte der Schiff-Schiff-Interaktion analysiert wurden, galt es nun, eine umfassende Modellierung zu entwickeln, die möglichst viele Parameter berücksichtigt und in allen Parameterräumen physikalisch sinnvolle Effekte vorhersagt. Mittels umfangreicher experimenteller und numerischer Untersuchungen wurde ein mathematisches Kraftmodell erstellt, welches mit erprobten Methoden der Simulatorsoftware in Schiffsbewegungen überführt wird.

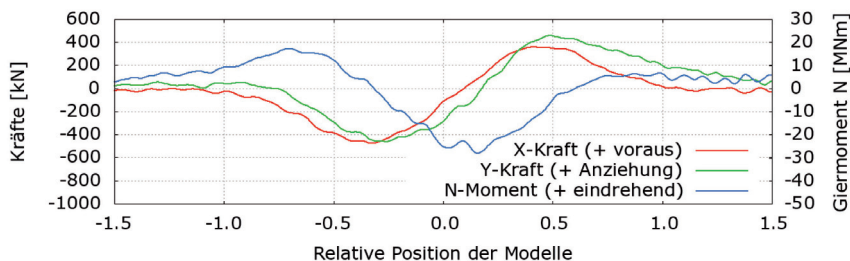
### **Experimentelle Untersuchungen**

Basierend auf dem Wissen aus vorangehenden Forschungsvorhaben und einschlägiger Literatur wurde eine Liste der relevanten Parameter und Einflussgrößen für Passiervorgänge erstellt. Neben den Wirkungen der Wassertiefe, des Passierabstands und der Geschwindigkeiten spielen die Formparameter und Abmessungen der Fahrzeuge eine nicht zu vernachlässigende Rolle. Dementsprechend wurde zunächst eine repräsentative Modellfamilie typischer Seeschiffe ausgewählt und eine Versuchsmatrix aufgestellt. Die in Tabelle 1 aufgeführten Schiffe wurden im Maßstab 1:40 gebaut bzw. aus dem Bestand des DST übernommen und umgearbeitet. Alle Modelle sind mit Propulsions- und Steuerorganen ausgestattet.

| Modell                      | LPP    |
|-----------------------------|--------|
| Post-Panmax-Containerschiff | 8,63 m |
| Panmax-Containerschiff      | 5,73 m |
| Feeder-Containerschiff      | 3,15 m |
| Fähre Mecklenburg-Vorp.     | 4,85 m |

*Tabelle 1: Modellfamilie der untersuchten Seeschiffe*

Bei den meisten Versuchen wurden beide Modelle an simultan betriebenen Schleppwagen derart geführt, dass die Schwimmlage sich frei einstellen kann, jedoch die Modelle in der Querposition und der Geschwindigkeit gefesselt sind. Von der Schwimmlage und der Verformung der Wasseroberfläche über die Kräfte am Modell und an den Rudern bis zu den Propulsionskenngrößen wurden teilweise mehr als vierzig Messgrößen erfasst. Abbildung 1 zeigt für einen ausgewählten Passiervorgang, bei dem das Panmax Containerschiff den kleineren Feeder überholt, die Verläufe der Längskraft, der Querkraft sowie des Gierrmoments.

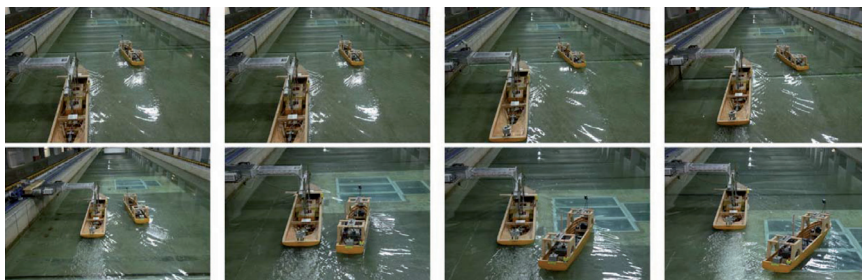


*Abbildung 1: Verlauf der Reaktionskräfte am überholten Schiff bei einer Wassertiefe von 15 m, einem lichten Abstand von 50 m und den Geschwindigkeiten von 10 bzw. 7 Knoten*

Detailuntersuchungen befassten sich mit den Einflüssen der Propulsion, der Fahrwasserberandung oder der Manövrierfähigkeit. Zum besseren Verständnis der Steuerwirkung während eines Passiervorgangs dienten Messungen der Ruderkraft bei konstantem Ruderwinkel unter Variation der Propellerdrehrate und der Geschwindigkeit. Es konnte gezeigt werden, dass der Einfluss einer Geschwindigkeitsänderung wesentlich geringer ist als der einer Änderung der Propellerdrehrate. Vor diesem Hintergrund ist die übliche Empfehlung für überholt werdende Schiffe, die Antriebsleistung zu reduzieren, um durch eine größere Differenzgeschwindigkeit den Zeitraum des Passierens zu reduzieren, kritisch zu bewerten. Zumindest in der ersten Phase, in der ein eindrehendes Gierrmoment auftritt, muss das Kurshaltevermögen

gewährleistet bleiben. In der zweiten Phase wird das überholte Fahrzeug bei ausdrehendem Moment angezogen. Hier erscheint bei ausreichend breitem Fahrwasser eine Geschwindigkeitsreduktion sinnvoll. Somit ist zu empfehlen, die Geschwindigkeit vor dem Passiermanöver zu reduzieren aber während des Passierens die Drehzahl zu erhöhen, um ausreichend Ruderkraft zur Verfügung zu haben.

Zur Validierung der Umsetzung der Kräfte in Schiffsbewegungen wurden auch Versuche mit freifahrendem Modell durchgeführt. Dieses wurde von Hand ferngesteuert oder mit Autopilot gefahren, während es von einem größeren Modell überholt wurde. Dabei wurde anstelle der Kräfte die Position im Schlepptank gemessen. Abbildung 2 zeigt eine Bildsequenz eines Passiervorgangs, bei dem das kleinere Modell ohne Ruderaktivität fährt. Hier sind die Phasen eines Überholmanövers gut zu erkennen.



*Abbildung 2: Zeitliche Abfolge (oben links nach unten rechts) von Situationen während eines Überholvorgangs ohne Ruderaktivität*

## Numerische Untersuchungen

In den Projekten SICHERBIN und SIMUBIN wurde das CFD-Programmpaket MOUSE um eine Overset-Methode zur Simulation relativ bewegter Objekte ergänzt. Bei diesem Verfahren werden für alle Objekte starr vernetzte Gitter erzeugt und übereinander gelegt. Eine Kopplung zwischen den Netzen erfolgt über wechselseitige Interpolation. Diese Methode wurde nun dahingehend erweitert, dass die dynamische Schwimm Lage während eines Passiervorgangs berücksichtigt werden kann und kreuzende Trajektorien dargestellt werden können.

Die genutzten Methoden wurden zunächst anhand ausgewählter, durch Modellversuche belegte Testfälle validiert. In den hier vorgestellten Simulationen wurde ein Containerschiff der Panmax Klasse, das KRISO Container Ship (KCS) verwendet. Für dieses Schiff wurden Versuche und Simulationen mit Drift durchgeführt, da die Schräganströmung und die unsymmetrische freie Oberfläche die Effekte beim Passieren dominieren. Die Ergebnisse

zeigten sowohl hinsichtlich der Kräfte als auch der dynamischen Schwimm-  
lage gute Übereinstimmung mit den Messungen, so dass im nächsten Schritt  
Simulationen mit zwei Schiffen durchgeführt wurden.

Als zweites Fahrzeug dient hier das Feederschiff. Zur weiteren Validierung  
wurden zunächst Experimente herangezogen, bei denen das ruhende  
Modell in unterschiedlichen Winkeln zur Fahrtrichtung des passierenden  
KCS positioniert wurde. Der lichte Abstand entsprach 32 m in der Großaus-  
führung und das KCS wurde mit konstanter Geschwindigkeit geführt. Exem-  
plarisches zeigt Abbildung 3 die Passiersituation unter einem Winkel von  $90^\circ$ . In  
Abbildung 4 werden Längs- und Querkraft (links) beziehungsweise der  
Trimmwinkel und die Absenkung (rechts) den gemessenen Daten gegen-  
übergestellt. Insgesamt zeigen alle Größen eine gute Übereinstimmung bis  
auf den Bereich -1,5 bis -1 der relativen Schiffsposition. Dies ist der instan-  
tanten Bewegung geschuldet, die eine Anfahrwelle erzeugt. Dieser Effekt kann  
mit einem rechenintensiven längeren Rechengebiet analog zur Tanklänge  
reduziert werden.

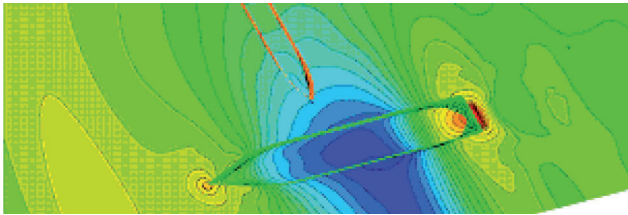


Abbildung 3: Auslenkung der freien Oberfläche während des Passier-  
vorgangs am ruhenden Feederschiff bei einer Anordnung von  $90^\circ$  zum  
Kurs des KCS.

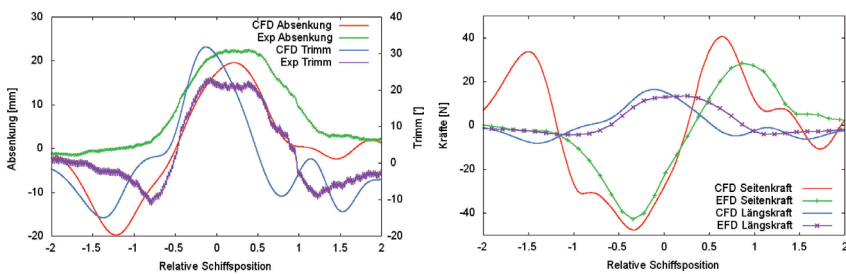
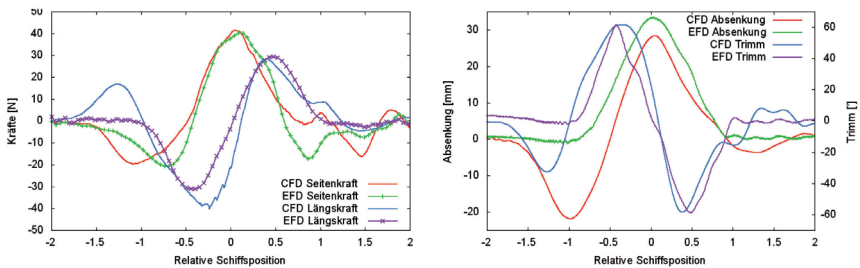


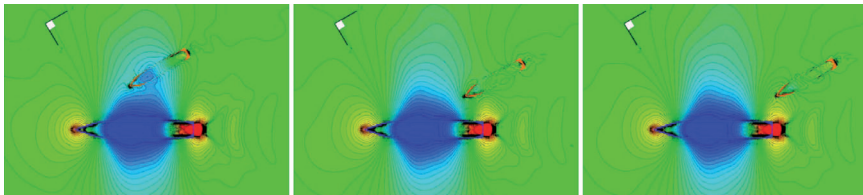
Abbildung 4: Vergleich der dynamischen Schwimm-*lage* (links) bzw. der  
Kraftwirkung (rechts) am Feederschiff zwischen Messung (EFD) und  
Simulation (CFD) bei  $90^\circ$ -Anordnung

Im nächsten Schritt wurden Überholvorgänge simuliert, bei denen sich beide Schiffe parallel bewegen. Exemplarisch sind hier die Ergebnisse eines Überholvorgangs mit großer Geschwindigkeitsdifferenz von 18,0 zu 2,5 Knoten in seitlich beschränktem Fahrwasser dargestellt. In Abbildung 5 sind die Kräfte und die dynamische Schwimm- lage den Daten aus den Modellversuchen gegenübergestellt. Vergleicht man die Verläufe der Längs- und der Querkraft, so ergibt sich außerhalb des beschriebenen Effektes der Anfahrwelle eine gute Übereinstimmung.

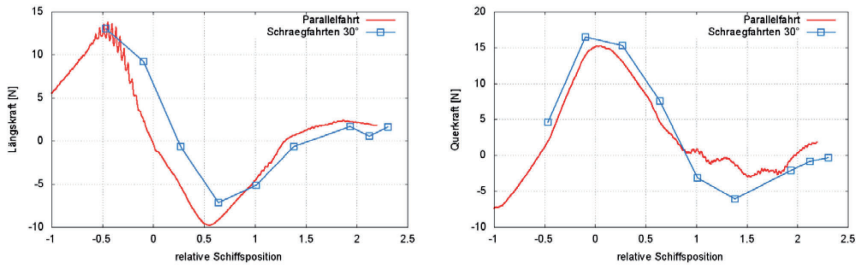


*Abbildung 5: Kräfte sowie Absenkung und Trimm des Feeders beim Parallelpassieren – Vergleich der experimentellen und numerisch ermittelten Verläufe*

Nun wurden Simulationen zum Passieren mit kreuzenden Trajektorien durchgeführt, die experimentell nicht darstellbar sind. Gleichzeitig konnte die Absenkung des Überholers berücksichtigt werden, während der dynamische Trimm, welcher die Wirkung auf das andere Schiff kaum beeinflusst, weiterhin vernachlässigt wurde. In Anlehnung an die Formulierung des entwickelten Kraftmodells wurden nun Simulationen mit unterschiedlichen Startpunkten bei einer Kursdifferenz von  $30^\circ$  durchgeführt und mit den transformierten Ergebnissen eines parallelen Passiervorganges mit lichtem Abstand von 80 m verglichen. Abbildung 6 zeigt die Auslenkung der freien Oberfläche für drei dieser Simulationen und Abbildung 7 die Kräfte. Die Übereinstimmung der Verläufe von Längs- und Querkraft zeigt, dass die getroffenen Annahmen in der mathematischen Modellierung für die Berücksichtigung des Kurswinkels zutreffen.



*Abbildung 6: Unterschiedliche Passiervorgänge mit einer Kursdifferenz von  $30^\circ$*



*Abbildung 7: Vergleich der Längskraft und der Querkraft zwischen parallelem Passieren und mehreren Schrägpassierfahrten (Modellmaßstab)*

## Mathematische Modellierung

Trotz weit über 500 Versuchen und zahlreichen numerischen Simulationen konnte eine Abdeckung des Lösungsraums nicht in dem Maße erreicht werden, wie sie für ein Interpolationsverfahren notwendig wäre. Die Ergebnisse der Versuche wurden daher in eine Datenbank überführt, deren Verwaltungssoftware nicht nur den Zugriff auf die Versuchsergebnisse durch SQL-Befehle, sondern auch die Anwendung eines nichtlinearen Regressionsverfahrens auf die selektierten Datensätze gestattet.

Die Analyse der Verläufe der wichtigsten Kenngrößen über der normierten Passierzeit zeigte, dass eine Modellierung mit einer allgemeinen Formel für spezielle Variationen wie die Geschwindigkeitsänderung vom Überholen über den Zustand stehendes Schiff bis zum Begegnen nahezu unmöglich ist. Aus diesem Grund wurde eine Modellierung entwickelt, bei der mittels eines Algorithmus, der die Amplituden und Lagen der Extrema der Kraftverläufe beschreibt, für den jeweiligen Fall eine empirische Grundkurve erzeugt wird. Weitere Variationen wie die Wassertiefe, der Passierabstand, die Schiffsabmessungen und andere wurden als multiplikative Korrekturfunktionen (Potenzfunktionen) auf die Grundkurven berücksichtigt. Die Koeffizienten dieser Korrekturfunktionen wurden mittels der nichtlinearen Regression aus den Ergebnissen der Modellversuche ermittelt. Im Gegensatz zu bisherigen Modellierungen werden in der hier entwickelten Formulierung deutlich mehr Einflussgrößen berücksichtigt und es wird eine erheblich verbesserte Darstellung der Passiereffekte erreicht.



## **Teilvorhaben „Modellierung und Implementierung von Kräften an Schiffen in Shiphandling Simulatoren und verbesserte Darstellung der Wellensysteme am Schiff“ SIPAS – SIM**

### **Optimieren und Einbringen verbesserter Strom- und Bewegungsmodelle für Schiffsinteraktionen. Darstellung von 3D-Wellensystemen / Fahrtwellen am Schiff**

Der Shiphandling Simulator ANS5000 ist aus mehreren dezentralen Rechnern aufgebaut, die über eine Netzwerkschicht aufeinander zugreifen. Die Aufteilung der Prozesse ist auf verschiedene Rechner verteilt. Kernprozesse (z.B. Umweltsimulation) werden auf einem Server (ggf. mit Übungsleitung) und Fahrstandsprozesse (z.B. Eigenschiffsmodell, ECDIS) auf dem Fahrstandsrechner gestartet. Die Prozesse selbst bestehen aus unterschiedlichen Modulen (Teilsimulationen), die nach objektorientierten Gesichtspunkten entworfen wurden. Das Kernmodul des Simulators ist das Eigenschiffsmodell, mit dem das Verhalten eines manövrierenden Schiffes sowohl in Tief- wie in Flachwasser unter Einfluss von Seegang, Strömung, Wind u. v. m. in allen sechs Freiheitsgraden (Rollen, Stampfen, Gieren, Tauchen, Längs- und Querbewegung) realistisch simuliert werden kann.

Der Bewegungssimulation liegt ein komplexes mathematisches Modell der Schiffsdynamik zugrunde. Dabei werden die Bewegungen des Schiffes durch numerische Zeitintegration der sechs nichtlinearen Bewegungsgleichungen berechnet. Die in diesen Differentialgleichungen auftretenden Kräfte und Momente werden u.a. aus folgenden Teilmodulen zusammengesetzt: Rumpfkraften, Antriebskräften (z.B. Propeller, Querstrahler), Kräften der Steuerorgane (z.B. Ruder), Seegangskräften, Strömungskräften und Windkraft. Da das Manövrierverhalten eines Schiffes auf flachem Wasser sich von dem auf Tiefwasser erheblich unterscheiden kann, wird der Einfluss begrenzter Wassertiefe („Flachwasser-Effekt“) sorgfältig berücksichtigt; alle hydrodynamischen Rumpf-Modellkoeffizienten verändern sich im Flachwasser mehr oder weniger stark, so dass sich ein abweichendes Manövrierverhalten des Schiffes im Vergleich zum Tiefwasser ergeben kann. Koeffizienten, Kennlinien etc., die zur Definition des Schiffsmodells benötigt werden, befinden sich in einer Eigenschiffsdatenbank, in der sie vom Benutzer eigenständig editiert und modifiziert werden können.

Wesentliches Ziel des SIPAS-Forschungsprojekts bei RDE war die Verbesserung der Simulation von Passiereffekten („passing ship effect“). Mit deren Realisierung steht ein Simulator zur Verfügung, der auf einem erweiterten und deutlich verbesserten mathematischen Modell zur Bestimmung der Kräfte beim Überholen und Begegnen von Schiffen in begrenztem Fahrwasser



basiert. Dieser verbesserte Simulator soll u. a. eingesetzt werden: im Ausbildungsmarkt, in hochwertigen Forschungsvorhaben in Bezug auf Schiff, Hafen- und Wasserstraßenbau und in Studien zur Planung und Realisierbarkeit von Hafen- und Wasserstraßenbau.

### **Einbindung des vom DST entwickelten mathematischen Modells zur präzisen Berechnung der hydrodynamischen Kräfte beim Überholen und Begegnen**

Das bisher im ANS5000-Simulator verwendete mathematische Modell zur Berechnung der hydrodynamischen Kräfte beim Überholen und Begegnen kann nach wie vor für die meisten Ausbildungszwecke als ausreichend angesehen werden. Zur Bestimmung von sicheren Passierabständen ist es aber nicht geeignet, denn es handelt sich dabei um hydrodynamisch bedingte, instationäre Grenzsituationen.

Mittels systematischer experimenteller Untersuchungen (Modellversuche) und numerischer Berechnungen hat DST, als renommiertes schiffbautechnisches Forschungsinstitut, eigens für das SIPAS-Projekt ein mathematisches Kraftmodell entwickelt, auf dessen Grundlage RDE die Realitätsnähe der Simulation von Gefahrensituationen beim Überholen und Begegnen erhöhen kann.

Das neue mathematische DST-Kraftmodell ist bei RDE im ANS5000 als C++Klasse implementiert worden und kann nunmehr mittels eines Datenbank-Flags alternativ zur herkömmlichen Methode benutzt werden.

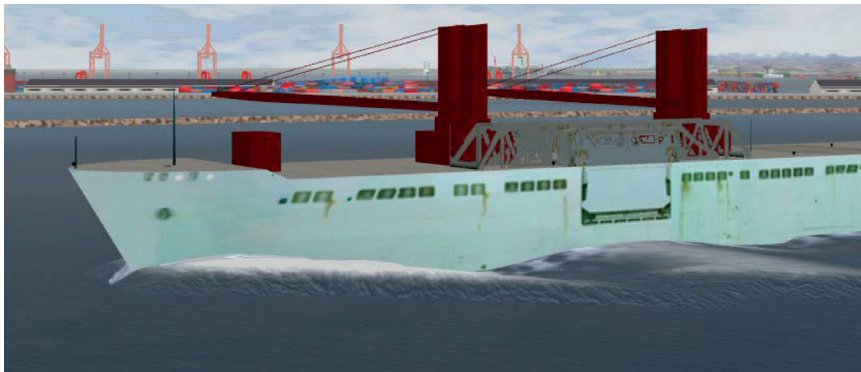
### **Erweiterung der bestehenden RDE-Algorithmen zur Simulation der Schiffsbewegungen auf flachem Wasser**

Bisher wurde im Simulator das Manövrierverhalten auf flachem Wasser für die Untersuchung von Überholvorgängen nicht hinreichend genug abgebildet. Während die bereits erwähnte Vergrößerung der Rumpf-Modellkoeffizienten in Abhängigkeit der Wassertiefe bisher berücksichtigt wurde, ist die gleichzeitige Zunahme der Ruderwirksamkeit auf flacher werdendem Wasser außer Acht gelassen worden. In der Realität änderte sich das Manövrierverhalten eines Schiffes daher insgesamt weniger stark als es im ANS5000 bisher simuliert wurde. Neue mathematische Ansätze für die Ruderwirkung sind diesbezüglich erarbeitet und im Simulationssystem implementiert worden.

## **Entwicklung einer realzeitfähigen Methode zur physikalisch richtigen 3D-Darstellung von Bugwellen im RDE-Sichtsystem**

Die Darstellung von Bugwellen vermittelt dem Schiffsführer wichtige Informationen als Entscheidungsgrundlage über den zu erwartenden Passiereffekt. Beim Überholen und Begegnen spielt nämlich die visuelle Wahrnehmung der Geschwindigkeit des anderen/entgegenkommenden Schiffes bei der Einschätzung einer möglichen Gefahrensituation eine zentrale Rolle. Diese Geschwindigkeit erkennt die Schiffsführung unter anderem an der Form der Bug-/Fahrtwelle des sich nähernden Schiffes. Bewegt sich ein Schiff durch Wasser, verzerrt sich die umgebende Wasseroberfläche (Fahrtwellen). Das Fahrtwellensystem ist ein komplexes dreidimensionales Gebilde bestehend aus einer Reihe von Wellenkomponenten (ein Aufeinanderfolgen von Wellenkämmen und Wellentälern) sowohl quer als auch schräg zum Schiffsrumpf. Höhe, Länge und Winkel dieser Komponenten sind abhängig u.a. von: der Rumpfform (z. B. Spitz- oder Stumpfbug), der aktuellen Schiffsgeschwindigkeit, dem aktuellen Tiefgangs/Beladungszustandes und von der aktuellen Wassertiefe.

Für die Abbildung der Fahrtwellen ist die sonst übliche Darstellung der Bugwelle eines fahrenden Schiffes im bisher verfügbaren Sichtsystem durch eine flache 2D-Textur bei weitem nicht mehr ausreichend. Ein realistischer Fahrteindruck im Simulator wird hierdurch nicht vermittelt. Im Rahmen des beschriebenen Forschungsprojektes ist nun die physikalisch richtige dreidimensionale Darstellung (d. h. mit Verzerrung der Wasseroberfläche) von Bugwellen unter den genannten Gegebenheiten erforscht und realisiert worden (siehe Abbildung 7).



*Abbildung 7: 3D-Darstellung von Bugwellen im RDE-Sichtsystem*

Schließlich erfüllt diese physikalisch richtige, dreidimensionale Darstellung der Fahrtwellen die notwendigen Rahmenbedingungen eines Schiffsführungssimulators. Zu erwähnen sind:

- Der zusätzliche Rechenaufwand ist kompatibel mit der gesamten Auslastung des Sichtsystems.
- Durch die für die Bugwellendarstellung erweiterten Datenstrukturen und Dateninhalte ist neben der Rechenleistung die Gesamt-Transferleistung von Daten innerhalb des Sichtsystems zu den beteiligten Modulen (Software und Hardware) berücksichtigt worden.
- Der Umfang der erforderlichen Input-Daten bleibt in einem vertretbaren Rahmen, damit eine Schiffsmodellierung nicht nur durch Spezialisten, sondern auch durch eingewiesenes Bedienpersonal erfolgen kann.

### **Erweiterung der bestehenden Wind- und Strömungsmodelle**

Besonders in kritischen Passiersituationen, in denen der Abstand zwischen den aneinander vorbeifahrenden Schiffen gering ist, ist es unerlässlich, vorhandenen Strömungs- und/oder Windabschattungen Rechnung zu tragen. Wind und Strömung können dabei sowohl durch Land als auch durch andere dynamische Objekte abgeschattet werden:

- Strömung: In ANS5000 ist eine Strömungsabschattung durch Landmassen bereits enthalten, so dass hier keine Veränderungen vorgenommen werden mussten. Eine Abschattung durch dynamische Objekte (z.B. kleines Schiff im Schatten eines großen Schiffes) dagegen musste vollständig neu entwickelt werden. Hierbei werden Länge und Tiefgang des abschattenden Objekts, der Abstand zwischen den Objekten sowie die Strömungsrichtung relativ zu den Objekten berücksichtigt.
- Wind: Die Abschattung des Windes durch Landobjekte (sowohl durch Gelände als auch durch Bebauung) musste neu entwickelt werden. Hierbei werden den Abmessungen der Landbebauung (z.B. von in der Nähe befindlichen Gebäude) und dem Abstand des abgeschatteten Objekts zur Bebauung Rechnung getragen. Bei der Windabschattung durch dynamische Objekte (z. B. kleines Schiff im Windschatten eines großen Schiffes) spielt vor allem das Längsprofil des abschattenden Schiffes eine große Rolle.

Im Rahmen des SIPAS-Projektes wurde die Windgeschwindigkeitssimulation entscheidend verbessert: Im ANS5000 wird der böige Wind (ähnlich einem Seegangs-Spektrum) als Überlagerung vieler, unterschiedlich langer, sinusförmiger Komponenten mit gleicher Richtung dargestellt (stochastischer Prozess). Diese Komponenten werden automatisch aus dem sogenannten Davenport-Windspektrum generiert, das die physikalisch richtige Verteilung der Windenergie auf die verschiedenen Komponenten beschreibt.

## Evaluierungsergebnisse des Forschungsprogramms 2005 – 2010 und Ausblick

PD Dr. Oliver Pfirrmann, Prognos AG

### **Abstract**

Das Programm „Schifffahrt und Meerestechnik für das 21. Jahrhundert (Forschungsprogramm 2005 – 2010) ist seit 2006 im Zuständigkeitsbereich des Bundesministeriums für Wirtschaft und Technologie. Es gehört zu den Forschungsförderprogrammen, die im Rahmen der Hightech-Strategie der Bundesregierung dazu beitragen, dass deutsche Unternehmen und Forschungseinrichtungen Leitmärkte durch Innovationen international erfolgreich bearbeiten können. Das Konsortium, bestehend aus Prognos AG, BALance Technology Consulting GmbH und MC Marketing Consult, hat das Forschungsprogramm für die Förderphase 2005 bis 2010 evaluiert. Erarbeitet wurde im Rahmen einer Ex Post-Betrachtung eine Vielzahl von Ergebnissen zu geförderten FuE-Projekten. Ergänzt wird diese retrospektive Betrachtung durch eine Vorausschau (Ex ante-Betrachtung) für die künftige Ausgestaltung des Förderprogramms für den Zeitraum 2011 bis 2016 auf der Grundlage sich abzeichnender technologischer und wirtschaftlicher Entwicklungen. Ausgewählte Ex post und Ex ante-Ergebnisse sind Gegenstand des Vortrages.



1. **Technologie- und Erkenntnistransfer aus der Wissenschaft in die Industrie**  
Eine explorative Untersuchung in der deutschen Material- und Werkstoffforschung  
hrsg. von A. Pechmann, F. Piller und G. Schumacher (2010), 230 Seiten  
ISBN: 978-3-89336-624-8
  
2. **Statustagung Schifffahrt und Meerestechnik**  
Tagungsband der Statustagung 2010  
(2010), 173 Seiten  
ISBN: 978-3-89336-677-4